

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ

REINALDO HENRIQUE DEBIAZZI FILHO

**DESENVOLVIMENTO DE UM DINAMÔMETRO DE BANCADA DE BAIXO CUSTO
PARA MOTORES DE BAJA SAE BRASIL**

LONDRINA

2022

REINALDO HENRIQUE DEBIAZZI FILHO

**DESENVOLVIMENTO DE UM DINAMÔMETRO DE BANCADA DE BAIXO CUSTO
PARA MOTORES DE BAJA SAE BRASIL**

Development of a low coast bench dynamometer for Baja SAE Brazil engines

Trabalho de Conclusão de Curso apresentada como requisito para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).

Orientador: Prof. Dr. Rafael Sene de Lima.

LONDRINA

2022



[4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/)

Esta licença permite compartilhamento, remixe, adaptação e criação a partir do trabalho, mesmo para fins comerciais, desde que sejam atribuídos créditos ao(s) autor(es). Conteúdos elaborados por terceiros, citados e referenciados nesta obra não são cobertos pela licença.

REINALDO HENRIQUE DEBIAZZI FILHO

**DESENVOLVIMENTO DE UM DINAMÔMETRO DE BANCADA DE BAIXO CUSTO
PARA MOTORES DE BAJA SAE BRASIL**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentada
como requisito para obtenção do título de Bacharel
em Engenharia Mecânica da Universidade
Tecnológica Federal do Paraná.

Data de aprovação: 01/junho/2022

Rafael Sene de Lima

Doutorado

Universidade Tecnológica Federal do Paraná – Campus Londrina

Ismael de Marchi Neto

Doutorado

Universidade Tecnológica Federal do Paraná – Campus Londrina

Ricardo de Vasconcelos Salvo

Doutorado

Universidade Tecnológica Federal do Paraná – Campus Londrina

LONDRINA

2022

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho à Reinaldo Henrique Debiazzi que sempre me apoiou durante essa caminhada.

AGRADECIMENTOS

Durante essa árdua caminhada Deus caminhou ao meu lado me amparando durante essa longa jornada fora de casa, sem ele não conseguiria chegar até o final do curso. Agradeço aos meus familiares que sempre me apoiaram durante a minha trajetória e aos inúmeros amigos que fiz durante a vida acadêmica e que vão se tornar meus companheiros de profissão. Obrigado Plinio Rocha, Gustavo Lombarde, Helton Gomes, Fernando Escudeiro, Julia Hummel, Marcello Cesar, João Paulo Torrezan, Natalia Firmo, Rodolfo Sandoli, Bruno Biason, Gabriel Basso, Lucas Inoue e os outros diversos amigos feitos fora da universidade.

“A simplicidade é o mais alto grau de
sophistication”. (Leonardo da Vinci)

RESUMO

O teste em dinamômetro de bancada é crucial para o desenvolvimento tecnológico dos motores de combustão interna. Nos desafios propostos pelo programa BAJA organizado pela SAE, a busca pelo desempenho ótimo dos motores utilizados pelos protótipos é relevante, porém pouco explorado pelas equipes competidoras, devido ao elevado custo para se ter acesso a esse tipo de equipamento. Com o intuito de atender essa demanda das equipes foi proposto o desenvolvimento de um dinamômetro de fricção de baixo custo, utilizando peças amplamente disponíveis no mercado, adaptando a ideia base do conceito de freio de Prony. Com esse equipamento disponível será possível realizar testes para atestar a performance do motor, sendo possível prever anomalias, além de permitir o desenvolvimento da parte de combustível avaliando o desempenho do motor para os diferentes tipos de compostos. No final do projeto foram avaliados os custos de aquisição dos componentes e de fabricação do protótipo, os quais foram comparados aos custos de aquisição de outros modelos de dinamômetros disponíveis no mercado. Considerou-se que os custos relativos ao protótipo foram significativamente inferiores àqueles disponíveis no mercado, viabilizando seu uso para aplicações acadêmicas.

Palavras-chave: Dinamômetro de bancada. Freio de Prony. Baja SAE. Baixo custo.

ABSTRACT

Bench dynamometer testing is crucial for the technological development of internal combustion engines. In the challenges proposed by the BAJA program organized by SAE, the search for the optimum performance of the engines used by the prototypes is relevant, but little explored by the competing teams due to the high cost of having access to this type of equipment. In order to meet this demand from the teams, the development of a low-cost friction dynamometer was proposed, using parts widely available on the market, adapting the basic idea of the Prony brake concept. With this equipment available, it will be possible to carry out tests to certify the engine's performance, and it will be possible to predict anomalies, in addition to allowing the development of the fuel part, evaluating the engine's performance for different types of compounds. At the end of the project, the acquisition costs of the components and manufacturing costs, which were compared to the costs of acquisition of other dynamometer models available on the market. Considered that the costs related to the were significantly lower than the in the market, making its use available for academic applications.

Keywords: Bench dynamometer. Prony brake. Baja SAE. Low cost.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	10
1.1 OBJETIVO	11
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	12
1.3 JUSTIFICATIVA	12
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	14
2.1 DINAMÔMETRO	14
2.1.1 Dinamômetros de fricção	15
2.1.2 Dinamômetros hidráulicos	17
2.1.3 Dinamômetros elétricos.....	19
2.1.3.1 Corrente alternada	19
2.1.3.2 Corrente contínua	20
2.1.3.3 Correntes de Foucault.....	20
2.1.4 Dinamômetros de chassi ou de rolos	21
2.2 MOTOR BRIGGS & STRATTON	22
2.3 FREIO A DISCO	23
2.4 SISTEMA HIDRÁULICO DE ACIONAMENTO DE FREIO	26
2.5 LINHA DE FREIO	28
3 METODOLOGIA	30
3.1 CONCEPÇÃO DO PROTÓTIPO	30
3.2 MODELO MATEMÁTICO	32
4 PROJETO BÁSICO	38
4.1 SISTEMA MECÂNICO	38
4.1.1 Projeto do Sistema de Frenagem.....	39
4.1.2 Flange do disco de freio	43
4.1.3 Suporte da pinça de freio	44
4.1.4 Flange da alavanca	44
4.1.5 Alavanca.....	47
4.1.6 Bancada de Teste	47
4.2 SISTEMA DE INSTRUMENTAÇÃO	48
4.2.1 Rotação do Motor	48
4.2.2 Força de frenagem	49
4.2.3 Força Aplicada na Célula de Carga.....	50

4.2.3.1 Strain gages	51
5 ORÇAMENTO	53
5.1 MATÉRIA PRIMA	53
5.2 COMPONENTES	54
5.3 CUSTO DE FABRICAÇÃO	55
5.4 CUSTO TOTAL	55
6 CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS.....	57
7 REFERÊNCIAS	58
ANEXO 1 - DESENHOS 2D.....	61

1 INTRODUÇÃO

O desenvolvimento incessante dos motores de combustão interna tem possibilitado o surgimento de motores mais eficientes e econômicos. Como ferramenta de avaliação das mudanças implementadas, os ensaios dinamométricos surgem como a única forma de se medir torque e potência de um motor em diferentes condições de operação.

Os dinamômetros são equipamentos que foram desenvolvidos com o intuito de medir as forças atuantes em determinados equipamentos. Amparado pela evolução dos motores de combustão interna, foi possível desenvolver novos modelos dessa ferramenta com leituras eletrônicas precisas e sistemas de freios elétricos ou hidráulicos, porém o custo desse tipo de equipamento é elevado. Como forma de utilizar esse equipamento, mantendo-se um baixo custo de aquisição, utilizam-se leituras mecânicas, assim como nos primórdios do seu desenvolvimento, e sistema de freios que utilizam a fricção como carga de resistência como o freio de Prony, ilustrado na Figura 1, cujo conceito será utilizado nesse trabalho.

Figura 1 – Bancada dinamométrica que utiliza o freio de Prony.



Fonte: Navarro, Salata e Ribeiro, 2015.

O dinamômetro é um equipamento primordial para o desempenho ótimo dos motores das equipes Baja SAE. Uma das características obrigatórias para todas as equipes, conforme o item B.2 do regulamento técnico (SAE BRASIL, 2019), é a utilização de um mesmo modelo de motor estacionário de 10HP da fabricante

americana Briggs & Stratton, apresentado na Figura 2. Desenvolver mecanismos de teste possibilita às equipes um ajuste mais fino dos motores e um dimensionamento/funcionamento mais preciso do sistema de transmissão, uma vez que não é necessária a dependência das curvas de torque e potência disponibilizadas pelo fabricante, fatores que podem ser diferenciais durante a competição. Importante ressaltar a necessidade do baixo custo para aquisição de tais equipamentos, visto que a saúde financeira da equipe também é fundamental para o correto desenvolvimento de outros subsistemas.

Figura 2 - Motor estacionário Briggs & Stratton 10 HP



Fonte: Briggs & Stratton, 2021.

A análise do motor em uma bancada dinamométrica permite a elaboração de uma série de curvas de torque e potência, as quais servirão como base de dados para uma análise mais precisa do motor. Além disso, a bancada permitiria definir parâmetros ótimos de funcionamento do motor em testes dinâmicos, por exemplo, na prova de arrancada, situação em que o ideal é sempre permanecer na faixa de torque máximo do motor.

1.1 Objetivo

O objetivo geral é desenvolver um dinamômetro de fricção de baixo custo que possa ser utilizado por equipes SAE mini baja para obtenção das curvas

características dos seus motores. Nesse projeto o foco é manter o baixo custo, dessa forma serão utilizados um sistema de frenagem comercial, composto por disco, pinça e cilindro mestre, e uma célula de carga que, por meio da sua deformação, nos permite aferir os valores pretendidos.

1.2 Objetivos específicos

Os objetivos específicos deste trabalho se resumem a:

- Estudo da literatura acerca do tema proposto;
- Elaboração de um pré-projeto da bancada utilizando o conceito de Freio de Prony;
- Elaboração de orçamentos para aquisição dos componentes da bancada;

1.3 Justificativa

O campeonato baja SAE Brasil é uma competição automobilística de cunho acadêmico onde equipes formadas por estudantes de engenharia projetam e constroem um protótipo Off-Road robusto; o veículo deve possuir diversas características como: facilidade de transporte, capacidade de reboque, segurança e principalmente capacidade de enfrentar os mais variáveis obstáculos. A imersão dos discentes durante as etapas do projeto permite uma vivência em situações práticas de engenharia que dificilmente é obtido sem o ingresso no mercado de trabalho.

Conforme Marques (2007), grandes montadoras enviam suas equipes de recursos humanos, durante as competições baja SAE, para selecionar talentos, o que demonstra grande interesse no perfil de alunos que compõe as equipes. Muitos ex-participantes da competição estão empregados no ramo automobilístico, alcançando posições de destaque nas grandes empresas.

Marques (2007) menciona que há várias equipes que utilizam ferramentas de simulação computacional na fase de Projeto, o que contribui para a otimização dos carros e a redução do ciclo de desenvolvimento, o que vai ao encontro da tendência nas indústrias. Também ressalta que são vários os casos de profissionais que seguiram no ramo automobilístico, sendo que há exemplos atuando em equipes de Rally, Formula 3, Stock Car e até na Formula 1.

Como forma de se destacar perante a disputa cada vez mais acentuada entre as equipes, a utilização do dinamômetro para o desenvolvimento de motores é um diferencial; entretanto o custo de aquisição desse tipo de equipamento, em sua maior parte, é considerado alto pelas equipes por isso o baixo custo é fator primordial para que o uso desse equipamento se difunda entre as equipes.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo apresenta uma revisão de conhecimentos pautados na literatura sobre dinamômetros, os tipos mais populares e seus sistemas de frenagem, e uma breve análise bibliográfica sobre o sistema de freio a disco com acionamento hidráulico e seus componentes.

2.1 Dinamômetro

O dinamômetro é um equipamento capaz de medir potência - trabalho executado em uma unidade de tempo de um motor em suas diversas condições de funcionamento (PEREIRA 1999). Em 1821, Gaspard Riche de Prony, um físico francês, desenvolveu o primeiro dispositivo com essa finalidade: o freio de Prony. Este equipamento consistia de um dinamômetro de fricção, indubitavelmente eficiente para a época, e que foi insubstituível por quase um século. Décadas se passaram até a introdução do freio hidráulico por Willian Froude, engenheiro naval, em 1877. Posteriormente, com o desenvolvimento de motores de corrente contínua, foi concebido em 1883 o dinamômetro de corrente contínua (SHERIF, 1985).

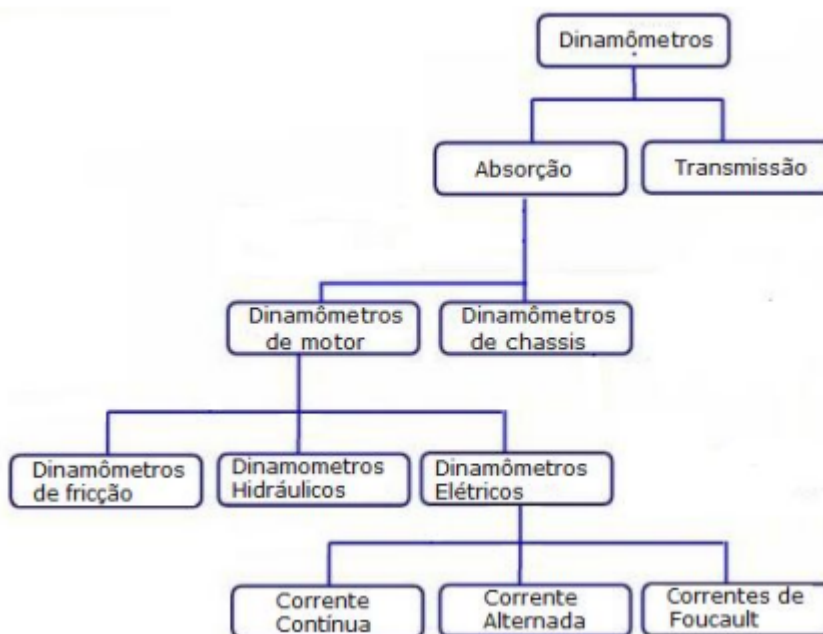
Para aferir o torque em uma dada rotação é necessário impor ao eixo um momento externo resistente de mesmo valor que o produzido pelo motor. Caso contrário, a rotação irá variar, aumentando ou diminuindo na medida em que o momento torsor resistente aplicado torna-se menor ou maior que o produzido pelo eixo (BRUNETTI, 2012).

Esse efeito pode ser obtido com o uso de um freio popularmente denominado freio dinamométrico ou simplesmente dinamômetro (BRUNETTI, 2012). Os dinamômetros podem ser classificados em dois grandes grupos: absorção e transmissão. O dinamômetro de absorção é o mais utilizado e sua finalidade é absorver a energia gerada pelo motor.

Os dinamômetros de absorção se diferenciam como de chassi e de motor, conforme Figura 3. Os dinamômetros de motor são utilizados em bancadas e em lugares em que o eixo principal do equipamento é de fácil acesso. Os de chassis são utilizados em automóveis para medição de torque e potência nas rodas, já descontando as perdas de transmissão, uma vez que, uma medição em bancada de

motores de veículos comerciais é custosa e pouco utilizada, sendo restrita aos fabricantes de motores.

Figura 3 - Classificação dos dinamômetros

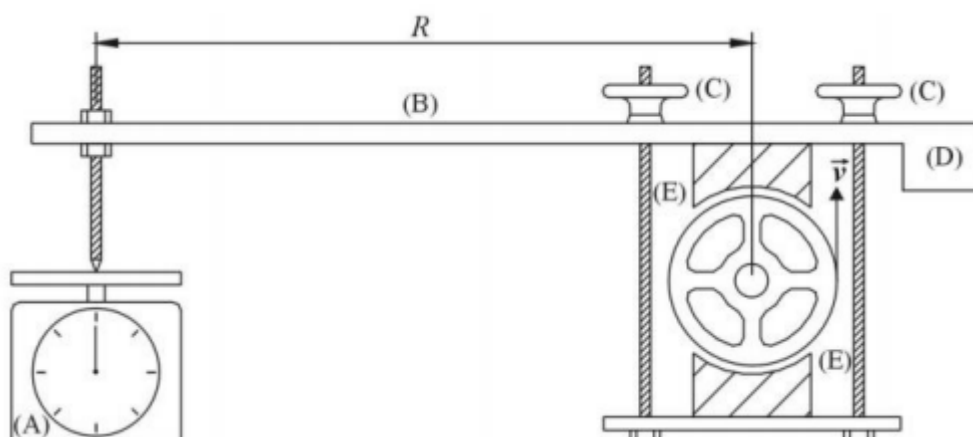


Fonte: Viana, 2011.

2.1.1 Dinamômetros de fricção

O dispositivo mais antigo, utilizado até os dias de hoje, para aferir o torque do motor consiste em um freio por fricção conforme a Figura 4, onde os ajustes (C) proporcionam regulação da força de atrito, conseqüentemente, uma força proporcional ao torque de frenagem desenvolvido pela máquina é transmitida à balança (A) por meio do braço (B) de comprimento efetivo R . Não é necessário conhecer a intensidade da força de atrito entre o disco e os blocos de fricção (E), mas é por meio desta força que a potência fornecida pelo motor é convertida em calor (PEREIRA, 2006).

Figura 4 – Freio de Prony.



Fonte: Pereira, 2006.

Segundo Giacosa (1970) o torque produzido por esse tipo de dinamômetro é facilmente obtido pelo produto do valor medido pela balança em Kg (m), a gravidade local (g), pelo comprimento do braço em metro (R) e pelo número de revoluções por minuto em rpm (N). O valor obtido representa a capacidade do motor em produzir trabalho em determinada rotação, a potência é medida através da quantidade de trabalho em um intervalo de tempo unitário geralmente utiliza-se o segundo.

Pereira (1999) equacionou a fórmula para obtenção de potência, em CV, conforme demonstrado abaixo:

$$CV = \frac{2\pi mgRN}{4500} \quad (2.1)$$

A constante 4500 é resultante da definição de CV em que a potência necessária para elevar a um metro de altura, durante o tempo de um segundo, uma carga de 75 quilos, o que dá o seguinte cálculo: $75 \times 60 = 4500$ (PEREIRA, 1999).

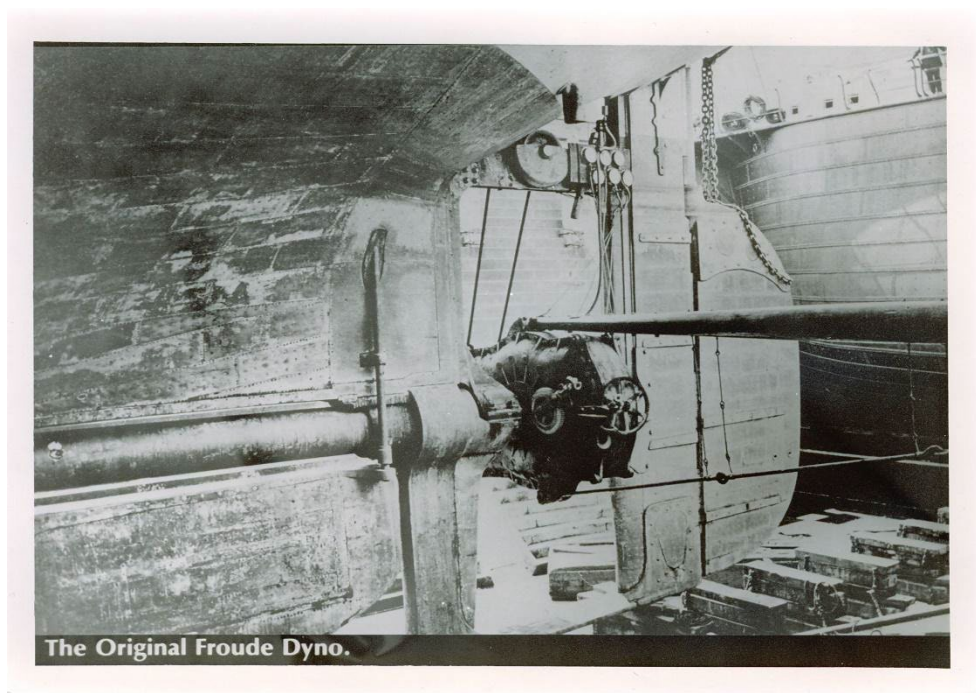
No entanto, o freio de Prony apresenta alguns inconvenientes operacionais, destacando-se o fato de ser mantida uma carga constante sobre o motor, independente da rotação. Assim, caso a carga imposta venha a superar o torque produzido pelo motor, a rotação cairá gradativamente até o ponto de travar o eixo, e durante toda essa ocorrência não se pode obter uma medição confiável. Posteriormente o freio de Prony acabou sendo substituído por modelos mais recentes,

que inclusive utilizaram deste problema como base para seu desenvolvimento (PEREIRA, 1999).

2.1.2 Dinamômetros hidráulicos

O dinamômetro hidráulico foi apresentado como invenção por William Froude em 1877, utilizado em motores marítimos como ilustrado na Figura 5. Seu modelo original utilizava comportas para reduzir a área de fluxo permitindo o ajuste do torque desenvolvido para um dinamômetro totalmente preenchido. Este método de variação de carga foi utilizado por muito tempo, embora a maioria das máquinas modernas empregue a variação de preenchimento (HODGSON, 1991).

Figura 5 – Dinamômetro hidráulico Froude

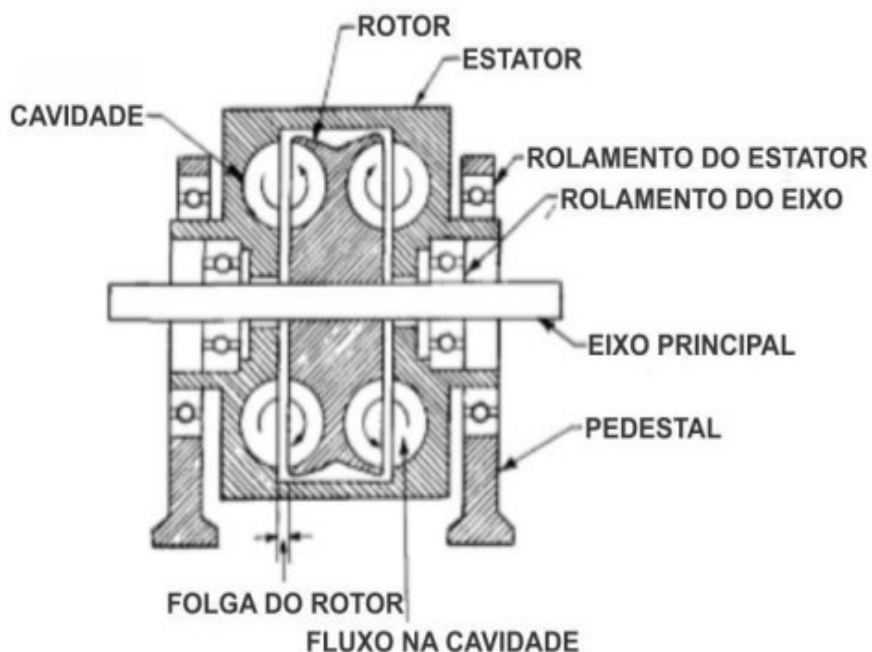


Fonte: Froude Inc., 2021.

O dinamômetro hidráulico, apresentado na Figura 6, é constituído de uma carcaça metálica estanque apoiada em dois mancais coaxiais com os mancais do eixo. Isso permite que a carcaça fique livre para oscilar em torno de seu eixo, sendo equilibrada pelo braço que se apoia na balança ou célula de carga. Um rotor provido de uma série de conchas em ambas as faces laterais do mesmo está montado no seu eixo. Na face interna da carcaça há uma série de conchas iguais e montadas, em

oposição às do rotor. As conchas do rotor estão viradas para o sentido de rotação e as da carcaça no sentido oposto (BRUNETTI, 2012).

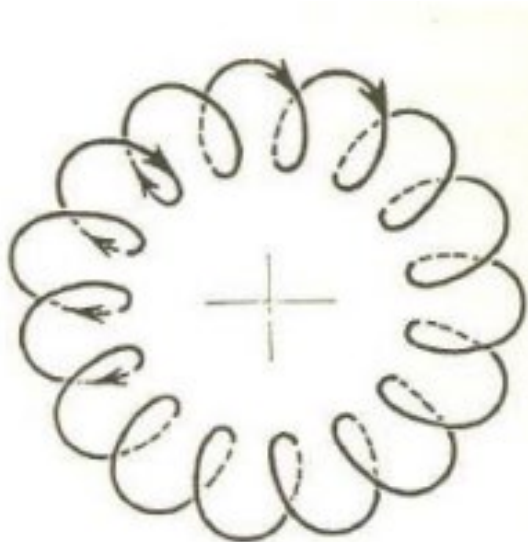
Figura 6 – Diagrama esquemático de um dinamômetro hidráulico



Fonte: Narayan Rao, 1968.

O espaço interno deste freio é preenchido por água. Em funcionamento, o rotor impele água obliquamente, com componentes nas direções do eixo de rotação do rotor e do movimento radial da água da concha do rotor. A água entra na concha da carcaça tentando arrastá-la no sentido da rotação. Como a carcaça está presa ao braço de alavanca, a água entra em movimento toroidal, conforme Figura 7, transformando a energia hidráulica em calor e em esforço torsor. A água é então conduzida, pelo formato da concha da carcaça, de volta ao rotor na parte da concha mais próxima do eixo, e o ciclo se repete. Para remover o calor assim gerado, a água quente é drenada continuamente pela parte superior da carcaça e a água fria de reposição é introduzida através de pequenos orifícios nas conchas do estator. Na saída existe uma válvula de regulação de fluxo para manter o nível de água dentro da carcaça, e uma temperatura adequada desta, dentro do dinamômetro (BRUNETTI, 2012).

Figura 7 – Trajetória da água no interior do dinamômetro hidráulico



Fonte: Lucchesi, 1989.

Uma das características de funcionamento faz com que esse tipo de dinamômetro seja bastante utilizado em testes de motores de combustão interna em bancadas, é possível variar a carga aplicada de acordo com a rotação do motor, dessa forma, em caso de uma queda brusca de rotação a carga imposta pelo dinamômetro também diminuirá.

Esse tipo de dinamômetro não é recomendado para ensaiar motores que operam em baixas rotações, uma vez que, nessa situação a capacidade de absorção de energia é limitada.

2.1.3 Dinamômetros elétricos

Os dinamômetros elétricos são divididos em três configurações principais: Corrente contínua, Corrente alternada e Correntes de Foucault.

2.1.3.1 Corrente alternada

Haical (2009) explica que os dinamômetros de corrente alternada e de corrente contínua funcionam como geradores elétricos acionados pela máquina em prova, que produzem energia elétrica consumida por uma carga variável, a qual pode

ser uma cuba eletrolítica ou um balanço de resistores. Têm ainda a vantagem de poderem ser utilizados como motor elétrico, acionando a máquina em teste para a medição da potência.

Para a realização de testes mais precisos é necessária a correção dos instrumentos a fim de compensar perdas no rendimento do gerador. Os benefícios destas máquinas são a utilização do dinamômetro como motor para acionamento do equipamento em teste, o tamanho reduzido e o baixo custo (HAICAL, 2009).

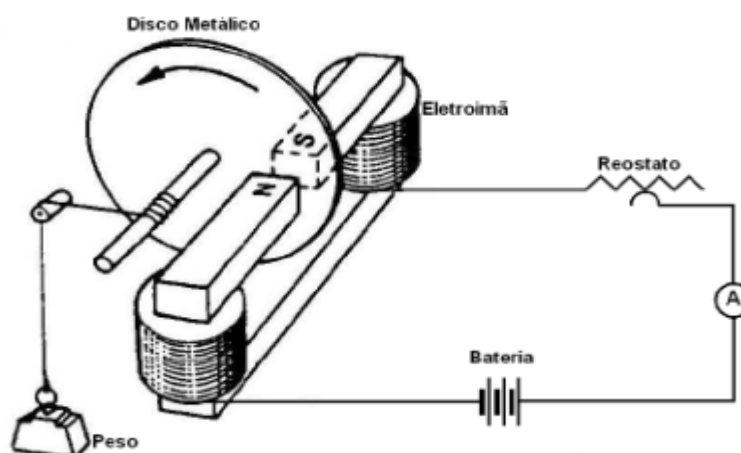
2.1.3.2 Corrente contínua

Os dinamômetros de corrente contínua possuem o mesmo princípio de funcionamento do dinamômetro corrente alternada. São utilizados tanto como gerador quanto como motor e têm a função de frear ou acionar a máquina, por outro lado, é muito volumoso e possui um alto custo de aquisição, por isso estão sendo substituídos por sistemas de corrente alternada (HAICAL, 2009).

2.1.3.3 Correntes de Foucault

O princípio do funcionamento de um Dinamômetro de Corrente de Foucault (Figura 8), está intrinsecamente ligado ao fenômeno de geração de correntes elétricas parasitas no interior de massas metálicas condutoras, imersas em campos magnéticos variáveis, denominadas Correntes de Foucault (SOUZA, 2005).

Figura 8 – Dinamômetro de Corrente de Foucault



Fonte: Haical, 2009.

Quando o sistema está desligado, livre da presença de corrente de alimentação nos ímãs, o disco metálico não encontra dificuldades em realizar o movimento. Porém, é freado no momento em que uma corrente parasita inicia sua circulação proporcionalmente em relação a velocidade do disco. O fenômeno físico descrito nessa situação é definido pela Lei de Lenz, que é enunciada resumidamente na seguinte forma: “Qualquer corrente induzida tem um sentido tal que o campo magnético que ela gera se opõe à variação do fluxo magnético que a produziu” (HAICAL, 2009; SOUZA, 2005).

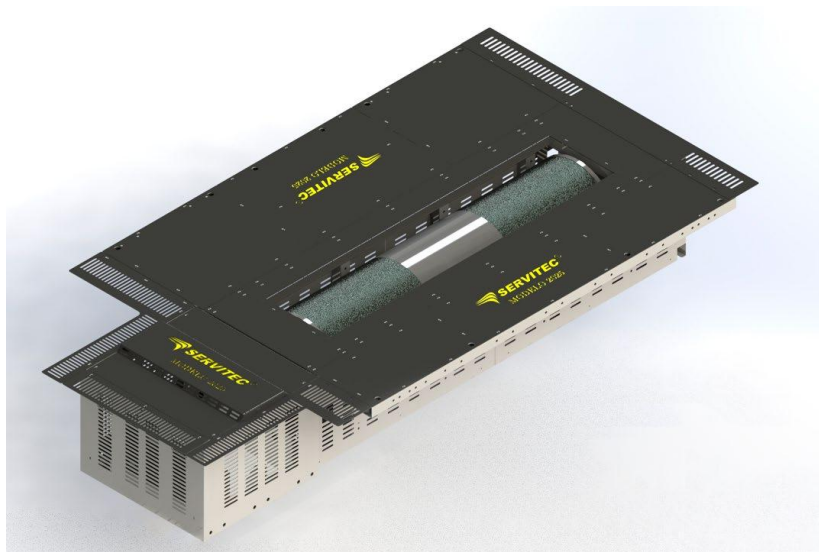
O disco metálico que pode girar livremente na ausência de corrente de alimentação dos ímãs é freado assim que uma corrente começa a alimentar o eletroímã, criando assim um campo magnético que atravessa o disco introduzido. As correntes de Foucault geradas no disco produzem um campo magnético que se opõe a variação do fluxo que os produziu e tende, portanto, a trabalhar de forma contrária ao deslocamento. As forças eletromagnéticas que atuam sobre o disco são diretamente proporcionais à velocidade de rotação e com direção no sentido desta velocidade. Pode-se, desta forma, frear o disco em rotação sem aplicação de atrito mecânico (HAICAL, 2009).

2.1.4 Dinamômetros de chassi ou de rolos

Segundo PLINT & MARTYR (1999) a ideia de se fazer funcionar todo um veículo sobre um dinamômetro foi primeiramente posta em prática por engenheiros de locomotivas de estradas de ferro. A última locomotiva a vapor construída no UK foi testada com dinamômetro de múltiplos rolos. Logo após, esta ideia foi também incorporada aos veículos menores, impulsionado principalmente pela rápida evolução, nos anos setenta, das leis de emissões para veículos.

Quando o objeto de estudo passa a ser todo o automóvel, considerando todos os sistemas conjugados ao veículo, o teste em dinamômetro de rolos, conforme Figura 9, passa a ser a solução requerida. Esse tipo de aplicação é muito utilizado pela praticidade de avaliar os ganhos de potência em modificações de motores já montados e por ter resultados de curvas características nas rodas, já desconsiderando todas as perdas inerentes ao sistema de transmissão além de simular testes de rodagem em um ambiente controlado.

Figura 9 – Exemplo de dinamômetro de rolo




Fonte: <https://www.servitecdinamometro.com.br>, 2021.

Para que esse tipo de dinamômetro funcione, as rodas de acionamento do veículo devem ser posicionadas na parte superior de um rolo, que, durante o funcionamento, é utilizado para dissipar e medir a potência mecânica fornecida pelas rodas do veículo. O rolo resiste à força das rodas graças a um freio dinamométrico (elétrico, hidráulico ou de fricção) ou dinamômetro de inércia (BETTES, 2010 apud GESTEIRA, 2014).

2.2 Motor Briggs & Stratton

Os motores permitidos pelo regulamento, conforme item B2.1.1 (SAE BRASIL, 2019), são os Briggs & Stratton OHV Intek Model 20 (série 20) ou Briggs & Stratton OHV Vanguard Model 19 (série 19). Os únicos números de modelo aceitáveis são: 205432, 205437, 205332 e 20S232, 19L232- 0054-G1, com o intuito de padronizar o desempenho dos motores. A exclusividade dessa fabricante deve-se a longa parceria com a SAE (Society of Automotive Engineers). As especificações do motor são mostradas na Figura 10.

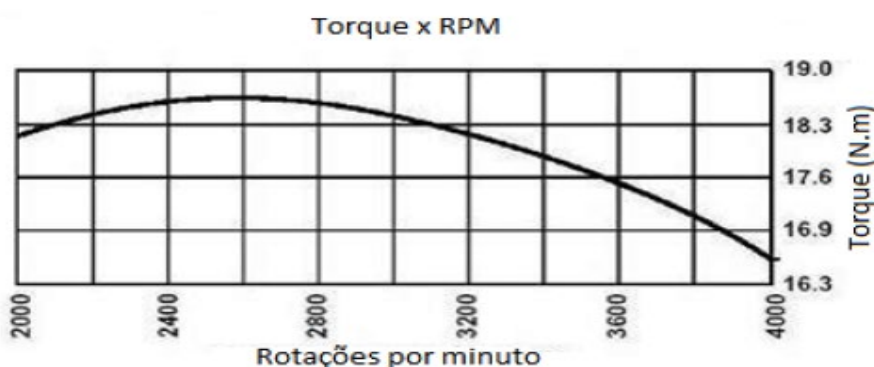
Figura 10 – Especificações dos motores utilizados pelas equipes Baja SAE.

CILINDRADA	305cc	
POTÊNCIA	10HP	
DIÂMETRO DO CILINDRO	79,2MM	
CURSO DO PISTÃO	62,0mm	
CAPACIDADE DO TANQUE	3,8l	
VÁLVULAS	OHV	
FILTRO DE AR	Duplo (Espuma e Papel)	
LUBRIFICAÇÃO	Splash	
PESO	23,4 Kg	

Fonte: Briggs & Stratton, 2015.

Todos os modelos de motores aceitos são do tipo OHV (Over Head Valves), no qual as válvulas se encontram no cabeçote e o comando no bloco, possuem duas válvulas por cilindro, bloco e cabeçote fabricados em alumínio para melhor dissipação de calor e diminuição de peso, refrigerado a ar e alimentado mecanicamente por meio de um carburador de corpo simples. Esses motores entregam torque máximo em baixas rotações (low-end torque), ver Figura 11, apresentando uma autonomia satisfatória e boa relação peso-potência.

Figura 11 – Curva de Torque x RPM do motor Briggs & Stratton estacionário de 10HP.



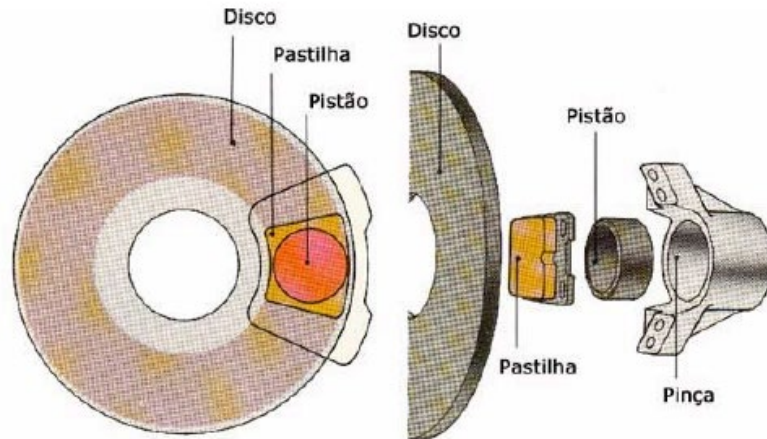
Fonte: Briggs & Stratton, 2017.

2.3 Freio a disco

O freio a disco consiste em um disco maciço de ferro fundido que roda solidário ao eixo do motor. Uma parte do disco é envolvida pela pinça ou cáliper, que contém cilindros, pistões, ligações por tubos ao circuito hidráulico de acionamento e

pastilhas de fricção que apertam o disco para reduzir a velocidade do eixo, um exemplo de um sistema de freio a disco pode ser visto na Figura 12 (COSTA, 2002).

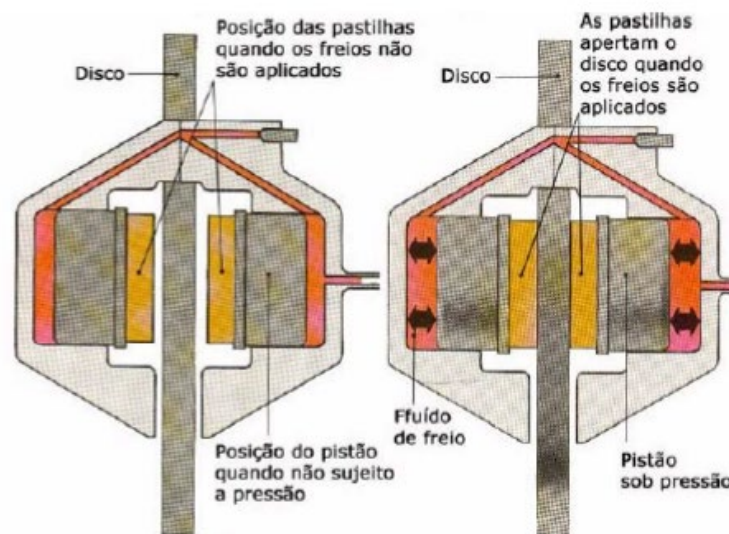
Figura 12 – Componentes de um disco de freio



Fonte: Costa, 2002.

A figura 13 ilustra o funcionamento de um freio a disco, onde ao se aplicar força sobre o pedal de freio, a pressão hidráulica fornecida pelo sistema de acionamento obriga os pistões a se deslocarem para fora dos cilindros e a comprimir as pastilhas de encontro às faces lisas do disco (COSTA, 2002).

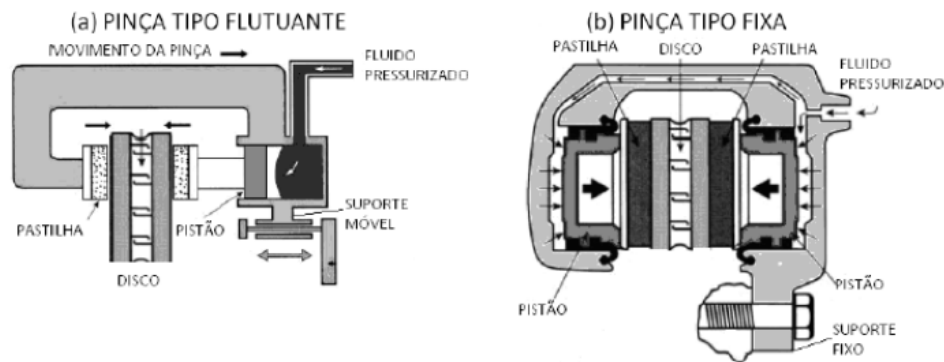
Figura 13 – Funcionamento de um freio a disco.



Fonte: Costa, 2002.

Há dois tipos de pinças: as flutuantes e as fixas. Ambos mostrados na Figura 14. As pinças flutuantes possuem construção mais simples e menos custosa que as fixas. Ao ser acionada, a pinça desloca o pistão que pressiona a pastilha contra o disco de freio, e a carcaça da pinça é deslocada em sentido oposto ao do movimento do pistão, fazendo com que a outra pastilha também seja pressionada contra o disco de freio (SANTOS, 2014).

Figura 14 – Tipos de pinça de freio.



Fonte: Santos, 2014.

Se o pistão de uma pinça flutuante exerce uma força F_{pas} , cada pastilha exerce também uma força F_{pas} sobre o disco. Então a resultante de forças (F_{res}) aplicada sobre o disco será dada pela equação 2.2:

$$F_{res} = 2 \cdot F_{pas} \quad (2.2)$$

Uma das vantagens da pinça flutuante é a capacidade de compensar pequenos empenos no rotor sem introduzir vibrações ao sistema. Porém sua desvantagem está no fato de precisar ser uma peça extremamente rígida, a fim de garantir o princípio de ação e reação (SANTOS, 2014).

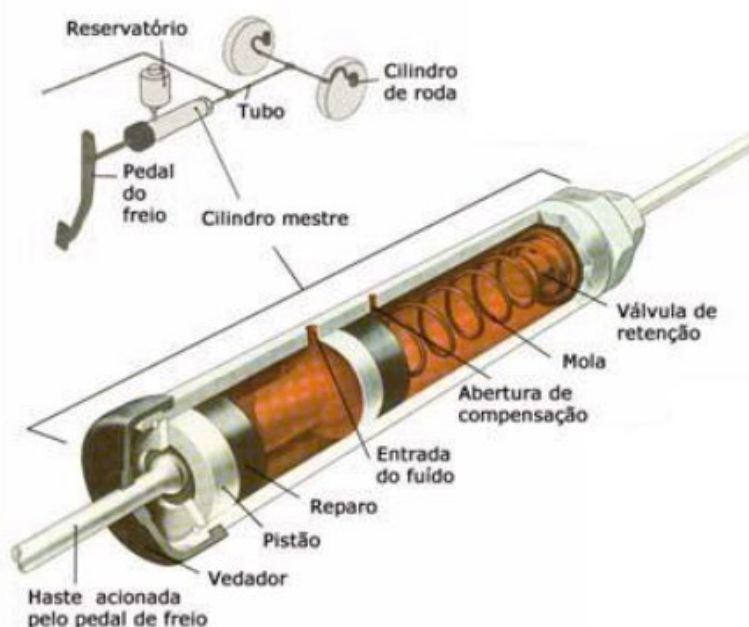
As pinças fixas são mecanismos mais complexos e pesados. Utilizam pistões opostos, montados em cada lado da pinça de freio. Os pistões de cada lado têm a função de pressionar somente uma das pastilhas contra o disco. Logo, para o mesmo número e tamanho de pistões, a pinça fixa transmite ao disco metade da força que seria transmitida no sistema de pinças flutuantes (SANTOS, 2014).

Para facilitar a manutenção, o material de atrito deve localizar-se nas pastilhas, e não nos discos. As pastilhas são compostas por químicos constituídos de vários elementos, formados por fibras e material de atrito em forma de pó. As empresas especializadas realizam diversos testes em laboratório, para construir pastilhas de maior resistência, que apresentam coeficiente de atrito entre 0,30 e 0,45 (BORNHOLD, 2012).

2.4 Sistema hidráulico de acionamento de freio

Os sistemas hidráulicos de acionamento, ilustrado na Figura 15, se baseiam no fato dos líquidos serem praticamente incompressíveis. Uma pressão aplicada em qualquer ponto de um fluido transmite-se uniformemente através deste. Nos freios automotivos um dispositivo de pistão e cilindro, chamado cilindro mestre, acionado por um pedal é utilizado para gerar pressão na extremidade de um circuito hidráulico. Esta pressão move um pistão na outra extremidade – pinça – acionando o freio (COSTA, 2002).

Figura 15 – Cilindro mestre



Fonte: Costa, 2002.

A Figura 16 ilustra o esquema de multiplicação de força que acontece no sistema de freio. A força exercida no pedal de freio é aplicada ao pistão do cilindro

mestre depois de multiplicada por efeito alavanca e, em seguida, transmitida pelo fluido até os pistões nas pastilhas, onde é novamente multiplicada, em virtude deste diâmetro ser maior que o do cilindro mestre (COSTA, 2002).

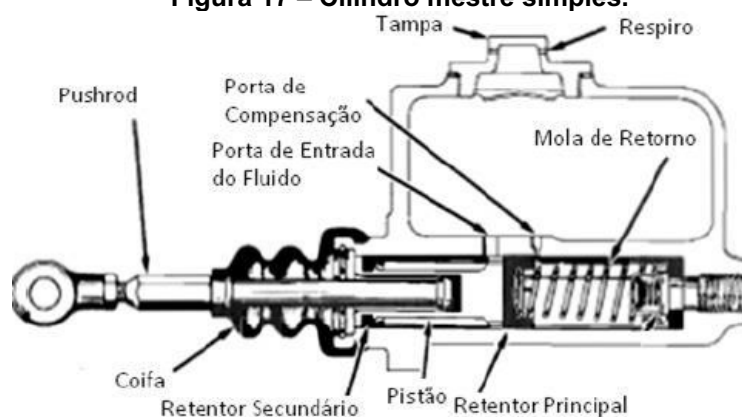
Figura 16 – Multiplicação de força no sistema de freio



Fonte: Costa, 2002.

Segundo Limpert (1999), em termos de funcionalidade, os cilindros se dividem em dois tipos: simples e duplo. O cilindro mestre simples, ilustrado na Figura 17, é formado basicamente pelo pistão, cilindro, mola de retorno e reservatório. O ponto falho neste arranjo é que, em caso de falha em algum ponto do sistema, toda a frenagem seria perdida. Por este motivo as leis atuais exigem sistemas independentes de frenagem para os eixos traseiro e dianteiro. Cilindros mestres simples são utilizados em projetos que necessitam de ajuste na distribuição de força entre os eixos, sendo necessário, neste caso, o uso de dois cilindros mestre (SANTOS, 2014).

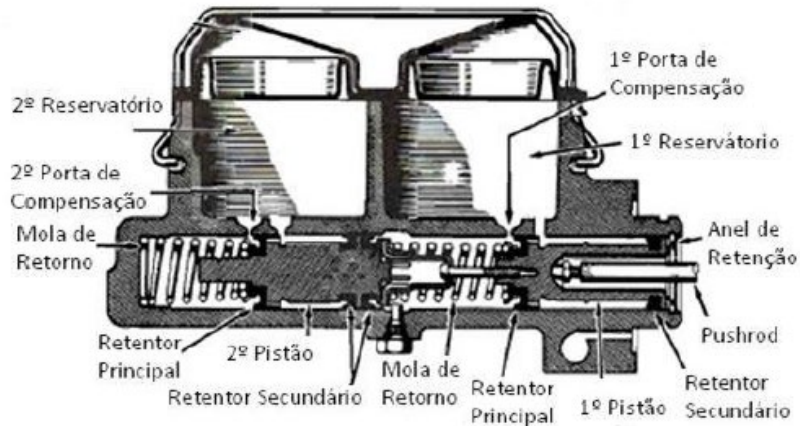
Figura 17 – Cilindro mestre simples.



Fonte: Santos, 2014.

O cilindro mestre duplo ou Tandem, como na Figura 18, é composto por dois pistões em linha dentro de um único cilindro. Cada compartimento deste modelo funciona como um cilindro mestre simples individual, o que garante a individualidade dos sistemas (SANTOS, 2014).

Figura 18 – Cilindro mestre duplo.



Fonte: Santos, 2014.

2.5 Linha de freio

As linhas e fluidos de freio são utilizados para transmitir a pressão imposta pelo cilindro mestre até a pinça. As linhas de freio podem ser rígidas ou flexíveis. As linhas flexíveis são utilizadas em pontos onde a movimentação da linha seja necessária, como, por exemplo, nas rodas dianteiras dos automóveis, que possuem esterçamento (BOTELHO, 2016).

A linha flexível, como a vista na figura 19, pode ser expandida em até 10% quando nova. Essa dilatação deve ser considerada já que implica numa perda de carga do sistema, o que pode gerar uma força de frenagem inferior (BOTELHO, 2016).

Figura 19 – Linha flexível de freio



Fonte: Santos, 2014.

Os tubos rígidos são dutos de pequeno diâmetro fabricados em aço ou cobre. São utilizados em locais onde não há movimentação da tubulação, como ilustra a figura 20. Os tubos rígidos devem ser usados sempre que possível, pois, sob alta pressão, apresentam menor expansão do que os tubos flexíveis. O que significa uma menor perda de carga e um menor deslocamento do pedal de freio (SANTOS,2014).

Figura 20 – Linha de freio rígida



Fonte: Santos, 2014.

3 METODOLOGIA

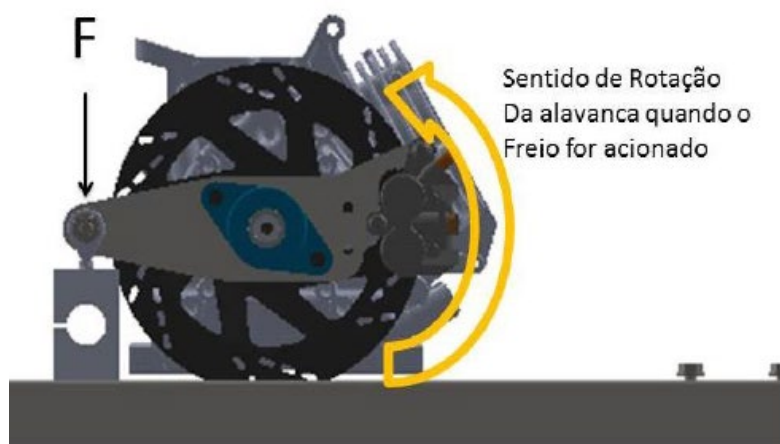
O modelo foi idealizado com foco em manter o baixo custo do protótipo, por isso a maior parte dos componentes escolhidos estão amplamente disponíveis no mercado.

3.1 Concepção do protótipo

A adaptação proposta ao freio de Prony foi pensada em cima da sua principal limitação, a carga constante de frenagem, com isso para continuar utilizando a fricção como freio dinamométrico variando a carga de frenagem foi proposto a utilização de um sistema de freio a disco com acionamento hidráulico. Com essa adaptação é satisfeita outra necessidade deste trabalho, o baixo custo, uma vez que existe uma gama enorme de componentes de freio disponíveis no mercado sendo possível diferentes combinações de acordo com a necessidade.

Um esboço da ideia principal é ilustrado na Figura 21, na qual a fixação do disco de freio ao eixo do motor é feita através de um flange chavetado. A fixação da pinça de freio é feita na alavanca do sistema, de forma que a mesma, quando acionada, gire sobre o eixo do motor aplicando a força sobre a célula de carga. Esse giro é garantido pelo mancal de rolamento do tipo flange Ucf1 204 que é ligado a flange da alavanca. Os dois flanges são acoplados por meio de parafusos.

Figura 21 – Representação esquemática do funcionamento do sistema de frenagem.



Fonte: Autor, 2021.

O motor a ser testado será fixado sobre buchas, com o intuito de absorver vibrações, e depois parafusado à mesa de teste. Os pés de sustentação da mesa também vão receber ponteiras macias com o mesmo intuito.

Durante o teste, deve ser imposta certa aceleração ao motor, e em seguida aplicada a carga sobre o mesmo através do sistema de freios de forma a manter a rotação num valor constante. Estabilizada a rotação deve ser feita a leitura da força que estará sendo aplicada à célula de carga.

Para o correto dimensionamento de todos os itens a serem fabricados se faz necessário a seleção dos componentes do sistema de freio a ser utilizado, uma vez que o motor é especificado.

Como o sistema de freio será acionado de forma gradativa, enquanto o valor do torque de frenagem é controlado pelo sistema de instrumentação, não há um valor mínimo específico para o torque de frenagem. Entretanto, o motor possui um valor limite do torque que o mesmo pode fornecer. Dessa forma, se o sistema de freio puder fornecer um torque de frenagem igual ou maior ao fornecido pelo motor, já estará garantida a funcionalidade do sistema.

Com o intuito de atender essa especificação e manter o baixo custo será avaliado se os itens do sistema de freio suportam o máximo torque gerado no motor. Como existe uma infinidade de combinações de componentes, conforme Tabela 1, que apesar de informações desatualizadas será utilizado como base de comparação de preço. A seleção dos componentes de freio irá satisfazer as equações do item 3.2, atendendo ao máximo torque gerado pelo motor, dando prioridade para os itens de menor valor de mercado.

Tabela 1 - Combinações de pinças e cilindro mestre;

Modelo da Pinça	Modelo do Cilindro Mestre	Razão entre Diâmetro [mm]	Preço do Conjunto
CG125 Titan KS/ES/KSE/CA	Wilwood 260-2636 5/8"	2,02	RS 740,00
CBX-Twister	Wilwood 260-2636 5/8"	2,26	RS 768,00
NX-4 Falcon	Wilwood 260-2636 5/8"	2,40	RS 802,00
XR250 Tornado	Wilwood 260-2636 5/8"	2,41	RS 834,00
Falcon	Wilwood 260-2636 5/8"	2,41	RS 880,00
XLX350R	Wilwood 260-2636 5/8"	2,26	RS 882,00
CB500	Wilwood 260-2636 5/8"	2,67	RS 934,00
CB300R	Wilwood 260-2636 5/8"	2,40	RS 954,00
CBX-Twister	PUMAGT/GTE/GTS 1968/1973	2,06	RS 552,00
NX-4 Falcon	PUMA GT/GTE/GTS 1968/1973	2,18	RS 586,00
XR250 Tornado	PUMA GT/GTE/GTS 1968/1973	2,19	RS 618,00
Falcon	PUMA GT/GTE/GTS 1968/1973	2,19	RS 664,00
XLX350R	PUMA GT/GTE/GTS 1968/1973	2,06	RS 666,00
CB500	PUMA GT/GTE/GTS 1968/1973	2,43	RS 718,00
CB300R	PUMA GT/GTE/GTS 1968/1973	2,18	RS 738,00
VT600	PUMA GT/GTE/GTS 1968/1973	2,19	RS 840,00
NX-4 Falcon	VW BRASILIA 1973/1976	2,00	RS 686,00
XR250 Tornado	VW BRASILIA 1973/1976	2,00	RS 718,00
Falcon	VW BRASILIA 1973/1976	2,00	RS 764,00
CB500	VW BRASILIA 1973/1976	2,23	RS 818,00
CB300R	VW BRASILIA 1973/1976	2,00	RS 838,00
VT600	VW BRASILIA 1973/1976	2,00	RS 940,00

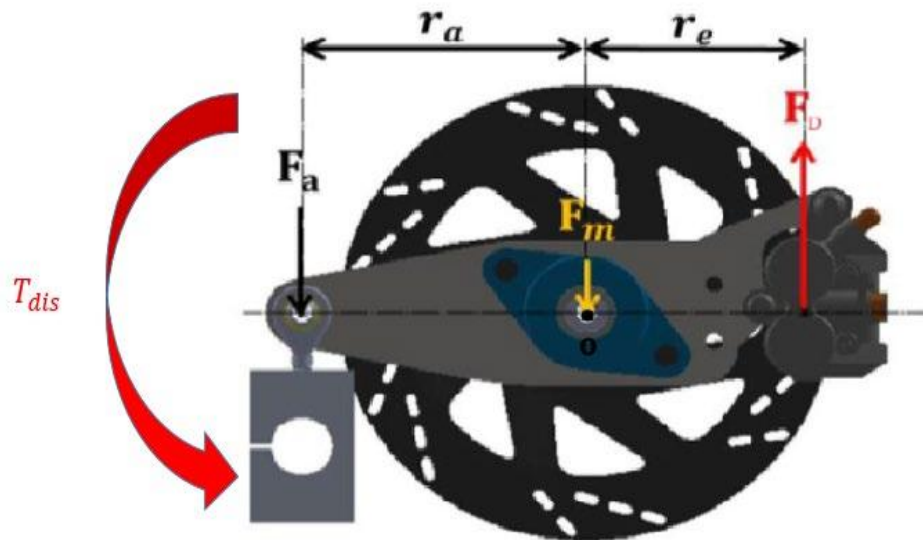
Fonte: Santos, 2014.

Após a seleção desses componentes, verificando a sua funcionalidade para a aplicação desejada, é possível partir para um desenho técnico final especificando os componentes a serem fabricados e os componentes do sistema de freio utilizados. Com isso, uma estimativa do custo de fabricação do dinamômetro pode ser elaborada e posteriormente comparada com outras opções de mercado.

3.2 Modelo matemático

A vista frontal da alavanca, conforme Figura 22, permite observar como será a distribuição de forças sobre a alavanca quando o sistema de freio for acionado.

Figura 22 – Diagrama de corpo livre para a alavanca;



Fonte: Autor, 2021.

A montagem será idealizada de forma a manter os furos de fixação da célula de carga e do centro de aplicação da força da pastilha alinhados com a horizontal, simplificando o equacionamento do sistema.

Quando o freio é acionado, a pinça de freio tende a girar em torno do eixo do motor. Para que a posição de aplicação da força da pastilha não mude será admitido que a célula de carga tenha uma deformação desprezível durante o ensaio. Como o mancal possui rolamento, não haverá torque proveniente do eixo do motor atuando sobre a alavanca. Considerando todas as simplificações mencionadas, é possível aplicar as equações da estática. Aplicando o balanço de momento linear em relação a um ponto no centro do eixo (O):

$$\sum M_O = 0 \quad (3.1)$$

Em que M_O é o momento no ponto do centro do eixo do motor.

Dessa forma:

$$F_a \cdot r_a = F_D \cdot r_e \quad (3.2)$$

Em que:

- F_a : Força aplicada à célula de carga;
- r_a : Distância do ponto de aplicação de força na célula de carga ao centro do eixo;
- r_e : Raio efetivo, é a distância do centro do disco ao centro de aplicação da força da pastilha;
- F_D : Força aplicada pelo disco de freio;

Isolando a força do disco F_D na equação 3.2 temos:

$$F_D = \frac{F_a \cdot r_a}{r_e} \quad (3.3)$$

Como o disco será fixado sobre o eixo, a força F_D , aplicada pelo disco de freio, gerará um torque T_{dis} resistivo no eixo, segundo a equação 3.4 a seguir:

$$T_{dis} = F_D \cdot r_e \quad (3.4)$$

A força aplicada no disco é dada por:

$$F_D = F_{pas} \cdot \mu \quad (3.5)$$

A variável F_{pas} é uma força oriunda do cisalhamento entre pastilhas e disco de freio. É aplicada pelo pistão da pinça, sendo μ o coeficiente de atrito entre a pastilha e disco de freio.

O dimensionamento e adaptação do modelo de freio de Prony para a utilização do freio a disco inicia-se pelo conhecimento da pinça de freio e pressão do fluido utilizada no sistema de frenagem, onde que por meio da equação a seguir podemos obter a força aplicada às pastilhas de freio (NIEHEUS, 2018)

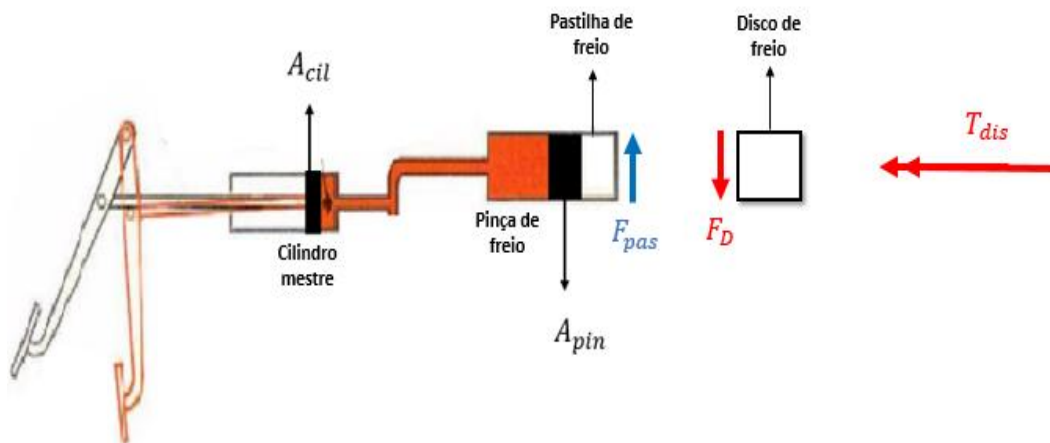
$$P = \frac{F_{pas}}{A_{pin} \cdot n} \quad (3.6)$$

sendo P a pressão na linha de freio (aplicada pelo êmbolo do cilindro mestre), enquanto A_{pin} representa a área da seção transversal do êmbolo da pinça de freio e n o número de êmbolos da pinça. Já a pressão P na linha de freio pode ser obtida através da força aplicada no cilindro mestre F_{cil} , sendo:

$$F_{cil} = P \cdot A_{cil} \quad (3.7)$$

A variável A_{cil} representa a área calculada pelo diâmetro interno do cilindro mestre.

Figura 23 - Representação das áreas



Fonte: Autor, 2022.

Substituindo o valor obtido de P da equação 3.7 na equação 3.6, a força da pastilha é determinada por:

$$F_{pas} = \frac{F_{cil}}{A_{cil}} \cdot A_{pin} \cdot n \quad (3.8)$$

Substituindo o valor de F_{pas} obtido na equação 3.8 na equação 3.5 temos que a força aplicada pelo disco é:

$$F_D = \frac{F_{cil}}{A_{cil}} \cdot A_{pin} \cdot n \cdot \mu \quad (3.9)$$

Finalmente o torque resistivo no eixo T_{dis} é dado pela substituição da equação 3.9 na equação 3.4:

$$T_{dis} = \frac{F_{cil}}{A_{cil}} \cdot A_{pin} \cdot n \cdot \mu \cdot r_e \quad (3.10)$$

Combinando a equação 3.3 na equação 3.9, obtemos a seguinte equação:

$$\frac{F_a \cdot r_a}{r_e} = \frac{F_{cil}}{A_{cil}} \cdot A_{pin} \cdot n \cdot \mu \quad (3.11)$$

Para obter os valores de torque para cada RPM do motor é necessário que a rotação permaneça constante, ou seja, a aceleração angular do mesmo seja nula.

$$\sum \tau = I \cdot \alpha = 0 \quad (3.12)$$

Logo para os testes:

$$T_{motor} = T_{dis} = F_a \cdot r_a \quad (3.13)$$

Em que:

- T_{motor} : Torque gerado pelo motor;
- T_{dis} : Torque resistivo ao eixo gerado pela força de frenagem;
- F_a : Força aplicada à célula de carga;
- r_a : Distância do ponto de aplicação de força na célula de carga ao centro do eixo;

Da equação 3.11 podemos tirar uma prova da equação 3.13, sabendo que o produto $F_a \cdot r_a$ corresponde ao torque produzido pelo motor então temos:

$$\frac{T_{motor}}{r_e} = \frac{F_{cil}}{A_{cil}} \cdot A_{pin} \cdot n \cdot \mu \quad (3.14)$$

$$T_{motor} = \frac{F_{cil}}{A_{cil}} \cdot A_{pin} \cdot n \cdot \mu \cdot r_e = T_{dis} \quad (3.15)$$

A equação 3.15 e 3.13 demonstra que para o modelo proposto o torque do motor pode ser facilmente obtido através de variáveis que são simples de ser obtidas, através de uma correta instrumentação. Dessa forma matematicamente o modelo proposto é válido para a aplicação desejada.

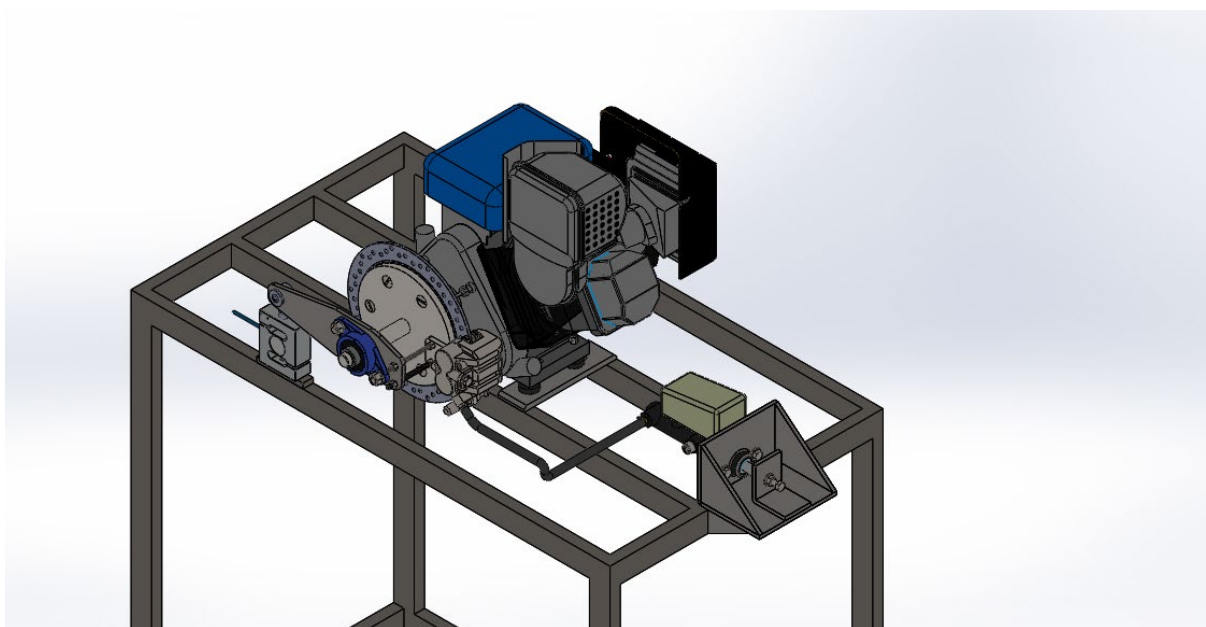
4 PROJETO BÁSICO

O modelo foi idealizado com foco em manter o baixo custo do protótipo, portanto, a maior parte dos equipamentos são itens disponíveis no mercado. Os itens projetados também mantiveram este foco e possuem geometria simplificada e materiais simples de serem encontrados com o intuito de reduzir o custo de fabricação. O desenho detalhado de todos os itens projetados se encontra no Anexo 1.

4.1 Sistema mecânico

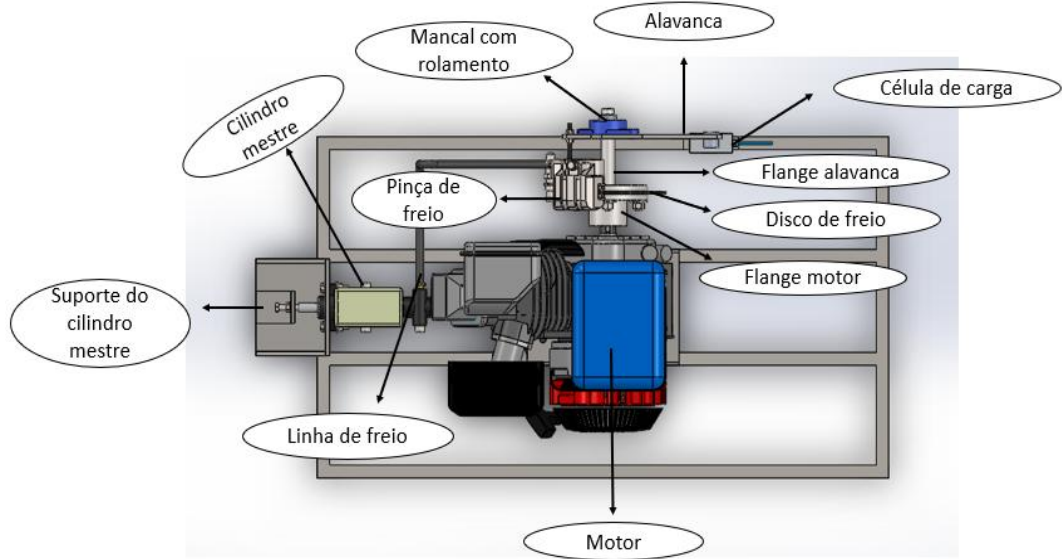
O dinamômetro de fricção será composto por uma bancada projetada especificamente para a sustentação do motor, do sistema de freio, da célula de carga e do sistema de instrumentação. Na Fig. 24 é mostrado o modelo tridimensional do dinamômetro proposto e na Fig. 25 é mostrado a vista superior identificando todos os elementos do sistema mecânico.

Figura 24 - Modelo computacional do dinamômetro



Fonte: Autor, 2022.

Figura 25 - Vista Superior com identificação dos componentes



Fonte: Autor, 2022.

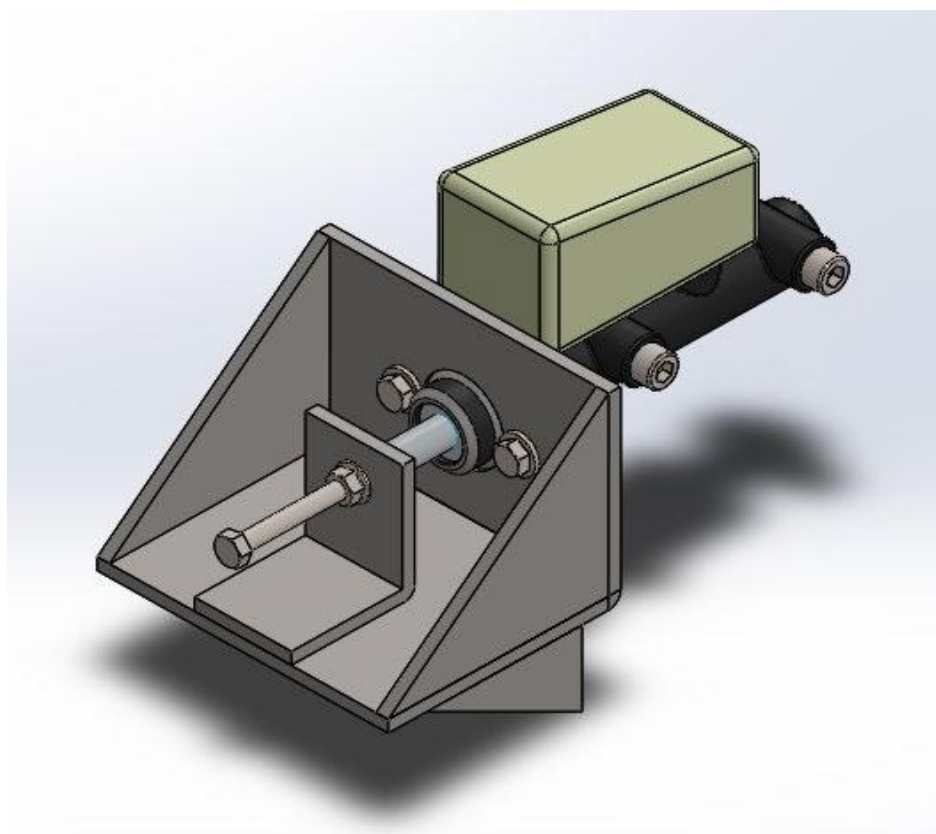
Para os projetos dos componentes mecânicos, acionamentos e sistemas de fixação, será necessário selecionar os componentes do sistema de freio, uma vez que o motor já é especificado.

4.1.1 Projeto do Sistema de Frenagem

O sistema de freio será acionado de forma gradual, de forma que atenda ao requisito do teste citado anteriormente (rotação constante). A forma proposta para garantir esse acionamento gradativo utiliza um parafuso alinhando ao cilindro mestre, de forma que quando o mesmo é apertado ele se desloca no sentido de pressionar o pistão.

O suporte do cilindro mestre será soldado diretamente na bancada de teste, sendo possível suportar os esforços quando o cilindro mestre é acionado.

Figura 26- Acionamento e fixação do cilindro mestre



Fonte: Autor, 2022.

Utilizando da equação 3.10 foi realizado uma pesquisa para selecionar uma combinação de geometrias para cilindro mestre, pinça de freio e disco de freio de forma a minimizar os custos e atender o máximo torque gerado pelo motor.

Foi proposto, considerando a disponibilidade de mercado, a utilização dos seguintes componentes

- Pinça de freio dianteira flutuante da motocicleta Suzuki Yes 125cc, que possui dois êmbolos de 1”;
- Cilindro mestre do automóvel Fiat Mille Fire, com pistões de 5/8” de diâmetro;
- Disco de freio dianteiro da motocicleta Honda CB600F, com 240 mm de diâmetro.

Figura 27 - Componentes do sistema de frenagem



Fonte: Autor, 2022.

Assim sendo, a área A_{cil} do pistão do cilindro mestre será:

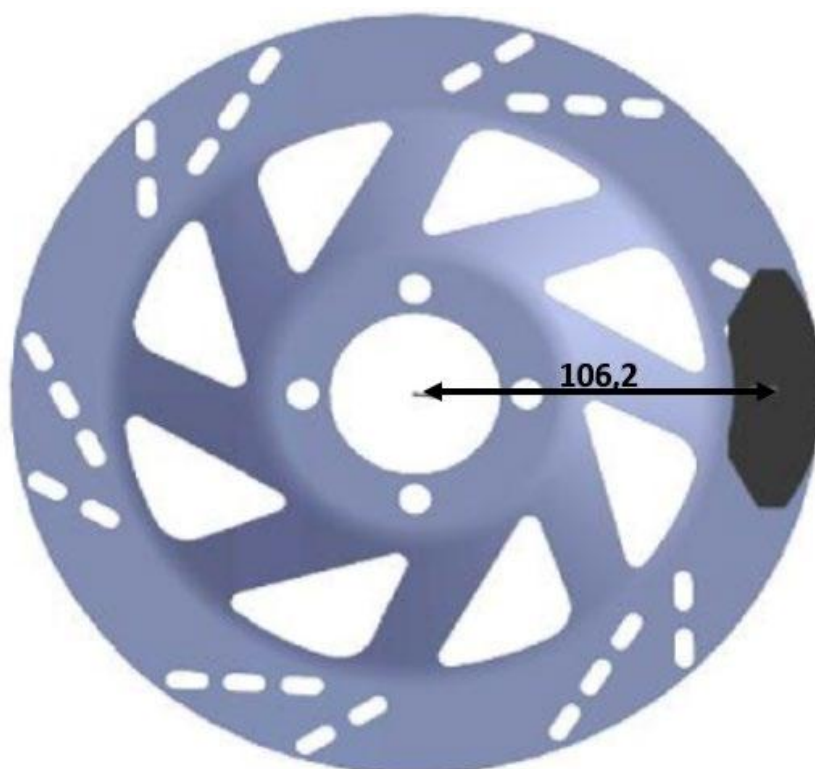
$$A_{cil} = \pi \cdot r^2 = \pi \cdot 7,9375^2 = 197,93 \text{ mm}^2 \quad (4.1)$$

E a área A_{pin} do êmbolo da pinça de freio será:

$$A_{pin} = \pi \cdot r^2 = \pi \cdot 12,7^2 = 506,7 \text{ mm}^2 \quad (4.2)$$

O raio efetivo foi obtido através de montagem computacional utilizando o software *SolidWorks*, resultando em um valor de $r_e = 106,2 \text{ mm}$ conforme a figura 28.

Figura 28 – Raio efetivo de frenagem



Fonte: Autor, 2022.

Da tabela 2 obtemos o valor do coeficiente de fricção para o material utilizado na pastilha de freio. Para motos de baixa cilindrada, utiliza-se pastilha moldada rígida sem amianto. Com o intuito de realizar um projeto mais conservador será utilizado o menor valor do intervalo, sendo $\mu = 0,33$.

Tabela 2 – Propriedade dos materiais de fricção

Material de Fricção	Coefficiente de atrito (μ)	Máx. Pressão (Mpa)	Máx. Temp. Instantânea (°C)	Máx. Temp. Contínua (°C)	Velocidade Máxima (m/s)
Cermet	0.32	1.0	815	400	18.3
Metal sinterizado seco	0.29 – 0.33	2.0 – 2.8	500 - 550	300 - 350	18.3
Lona c/ amianto moldado	0.35 – 0.41	0.7	350 – 400	175	18.3
Pastilha c/ amianto moldado	0.31 – 0.49	5.2	500 – 750	225 – 350	24.3
Moldado rígido s/ amianto	0.33 – 0.63	0.7 – 1.0	-	260 – 400	24.3 – 38.1
Moldado semi rígido c/ amianto	0.37 – 0.41	0.7	350	150	18.3
Moldado flexível c/ amianto	0.39 – 0.45	0.7	350 – 400	150 – 175	18.3
Fibras de algodão	0.47	0.7	110	75	18.3

Fonte: Santos, 2014.

Obtidos os valores e sabendo que a pinça utilizada é do tipo flutuante, ou seja, de acordo com a equação 2.2 a força aplicada pelo disco é multiplicada por 2. Dessa forma, é possível relacionar a força aplicada no cilindro mestre e o torque de frenagem da equação 3.10. Substituindo os valores, obtemos:

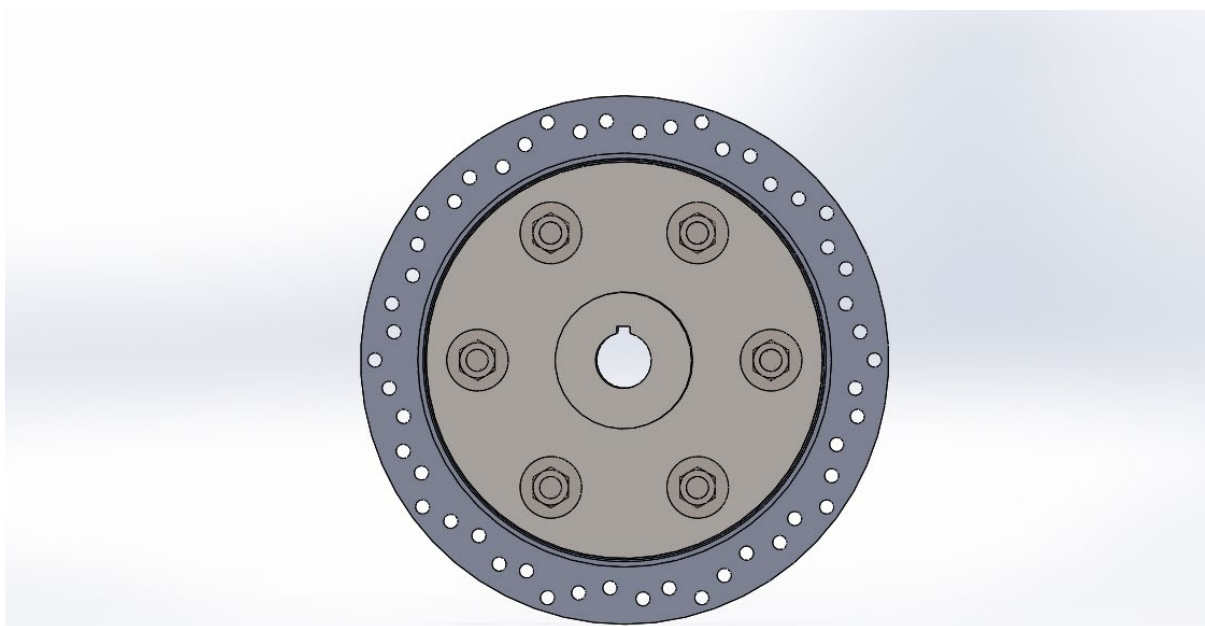
$$T_{dis} = \frac{F_{cil}}{A_{cil}} \cdot A_{pin} \cdot n \cdot \mu \cdot r_e \cdot 2 = 0,358 \cdot F_{cil} \quad (4.3)$$

Portanto, para determinar o torque de ao menos 18,5 N.m, que é o torque máximo fornecido pelo motor, se faz necessário a aplicação de uma força, no cilindro mestre, de no máximo 51,7 N.

4.1.2 Flange do disco de freio

A fixação do disco de freio ao eixo do motor foi feita através de um flange chavetado, como mostrado na Figura 29, fabricada em aço SAE 1020. Essa escolha se justifica pelo custo reduzido, sua disponibilidade e usinabilidade, reduzindo o custo e o tempo de fabricação.

Figura 29 – Flange do disco de freio



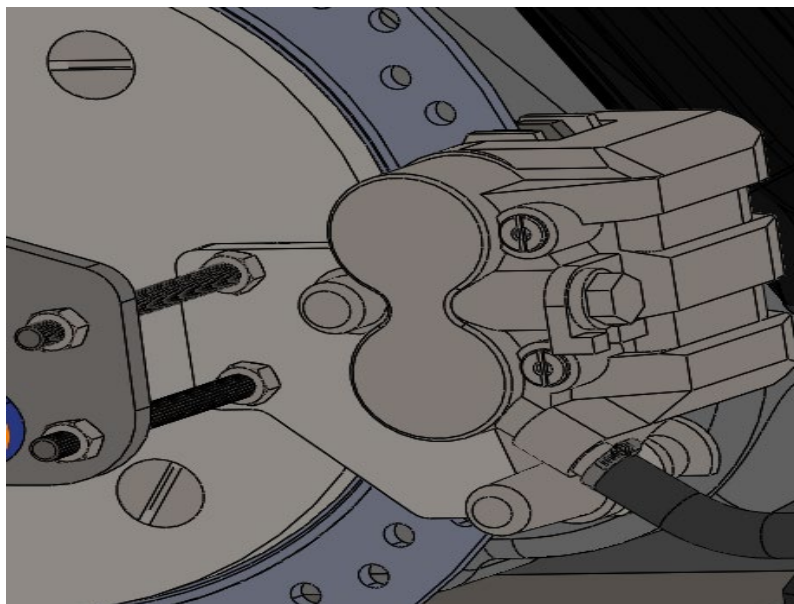
Fonte: Autor, 2022.

4.1.3 Suporte da pinça de freio

O suporte da pinça de freio foi desenvolvido com o intuito de garantir o posicionamento da pinça de freio no disco e uma correta ligação com a alavanca. Para que seja possível estabelecer uma regulagem na posição da pinça foi feito um furo no suporte da pinça e soldada porcas em posição concêntrica ao furo, nas porcas serão inseridas barras roscadas que vão permitir o ajuste da posição da pinça.

Do lado da alavanca as barras roscadas são presas através de porcas no lado interno e externo da alavanca, garantido a fixação do suporte da pinça na alavanca e transmitindo o torque de frenagem.

Figura 30 – Suporte da pinça de freio

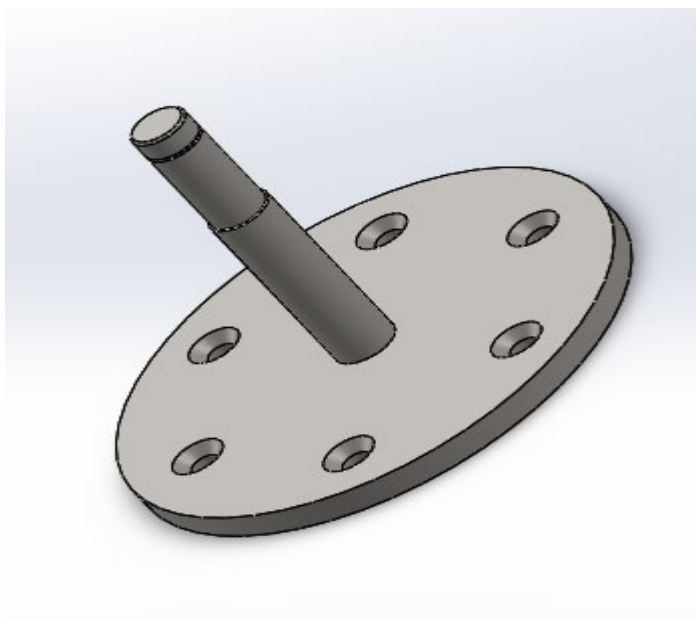


Fonte: Autor,2022.

4.1.4 Flange da alavanca

A flange da alavanca serve como um prolongador do eixo do motor, ela é fixada à flange do disco de freio através de parafusos, na outra extremidade é acoplada no mancal rolamentado. Para evitar o deslocamento axial do conjunto é inserido um anel elástico conforme norma DIN 472.

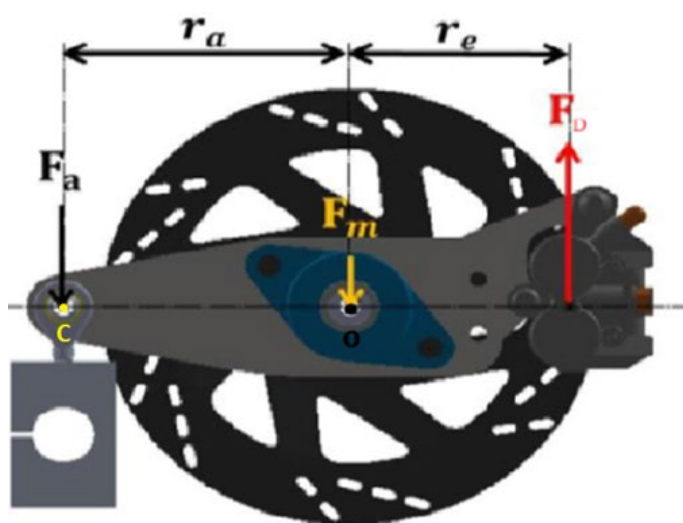
Figura 31 – Flange da alavanca



Fonte: Autor,2022.

O esforço que a flange da alavanca vai ser submetida está diretamente relacionada com a força exercida no mancal F_m , para determinar o valor dessa força utilizaremos a equação de momento, em relação ao ponto em que a força é aplicada na célula de carga, ponto C, conforme a figura abaixo.

Figura 32 – Somatória de momento em relação ao ponto C.



Fonte: Autor, 2022.

A somatória de momento em relação ao ponto C, ponto de fixação da célula de carga, é dado abaixo:

$$\sum M_C = 0 \quad (4.4)$$

Dessa forma, temos que:

$$F_D \cdot (r_e + r_a) - F_m \cdot r_a = 0 \quad (4.5)$$

Da equação 3.4, temos que:

$$\frac{T_{dis}}{r_e} = F_D \quad (3.4)$$

Sabendo que T_{dis} é igual ao valor de T_{motor} para a situação avaliada, rotação constante, podemos combinar as equações 4.5 e 3.4 de forma que seja possível obter o valor de F_m .

$$F_m = T_{motor} \cdot \left(\frac{1}{r_a} + \frac{1}{r_e} \right) \quad (4.6)$$

Para o máximo valor de torque do motor, temos que:

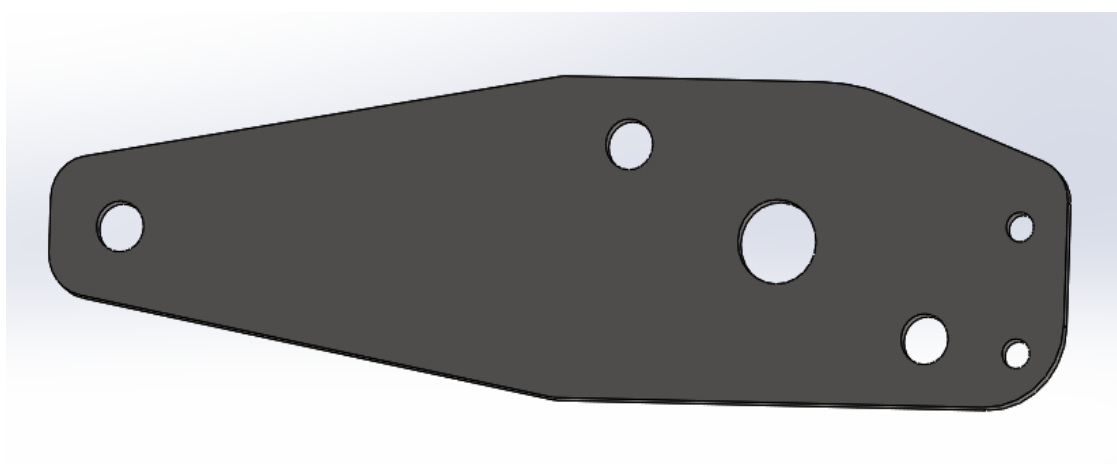
$$F_m = 300N \quad (4.7)$$

A flange da alavanca também será fabricada em aço SAE 1020 considerando os mesmos critérios que a flange do disco de freio.

4.1.5 Alavanca

A haste de alavanca servirá como suporte do cáliper da pinça de freio, como alavanca para aplicação da força sobre a célula de carga, e para fixação do mancal de rolamento do tipo flange UCFL 204. Por conta disso a mesma foi projetada em aço SAE 1020 devido a versatilidade das suas propriedades para a aplicação proposta. Na figura 33 é visto o modelo computacional da peça.

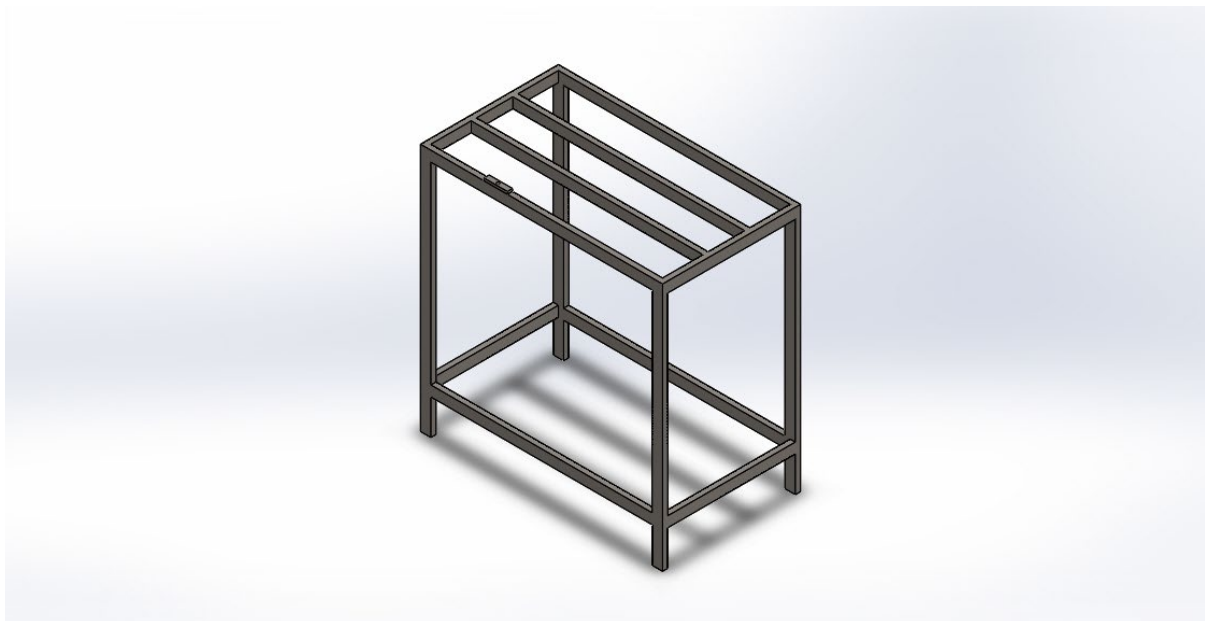
Figura 33 – Alavanca



Fonte: Autor, 2022.

4.1.6 Bancada de Teste

A bancada de testes foi idealizada de forma a suportar os sistemas de freio e de instrumentação. A mesma utiliza de perfis de aço SAE 1020 retangulares de 40 x 20 mm com 2 mm de espessura de forma a fornecer a rigidez necessária para o funcionamento do sistema, com sua base fixa em sobre apoios reguláveis de borracha que atenuam o efeito de vibrações e possíveis irregularidades do piso no local que a bancada vai ser instalada.

Figura 34 - Bancada de Testes

Fonte: Autor, 2022.

4.2 Sistema de instrumentação

O sistema de instrumentação deverá avaliar todas as variáveis necessárias para gerar o gráfico de Torque x RPM do motor. As variáveis contempladas pelo sistema de instrumentação são: a rotação do motor, a força de frenagem, e a força aplicada na carga de célula.

4.2.1 Rotação do Motor

A medida de rotação do motor será feita através de um tacômetro de contato, como mostrado na figura 35, que mede os pulsos enviados à vela do motor, cada pulso corresponde a 0,5 rotações. O Tacômetro escolhido atende a rotação máxima de 3600 rpm que o motor pode fornecer, garantindo a funcionalidade para a aplicação.

Figura 35 - Tacômetro



Fonte: Souza, 2017.

4.2.2 Força de frenagem

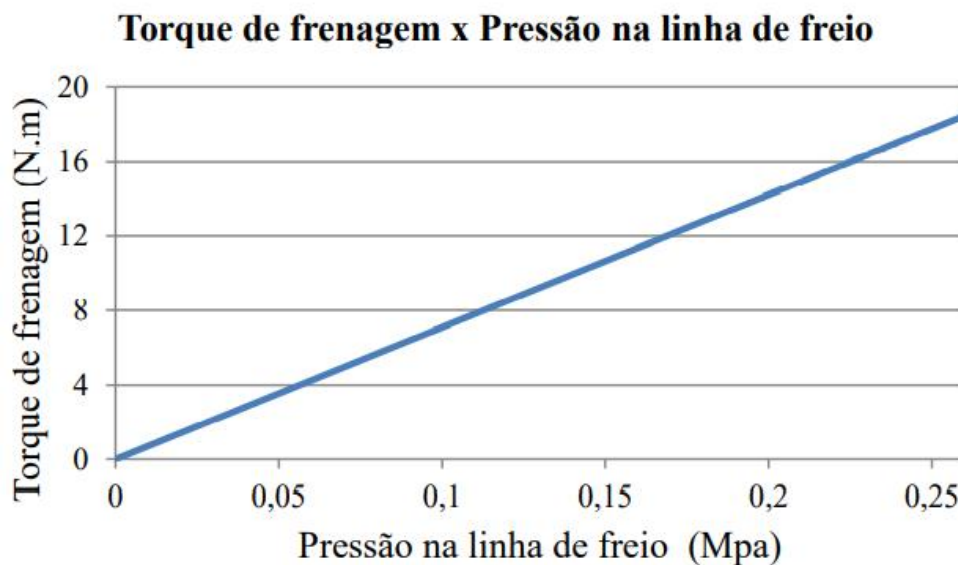
A força de frenagem é obtida através da pressão na linha de freio. A equação 3.10 permite relacionar a pressão na linha de freio com o torque de frenagem. Para um sistema de freio que utiliza pinça do tipo flutuante a equação é dada por:

$$T_{dis} = P \cdot A_{pin} \cdot n \cdot \mu \cdot r_e \cdot 2 \quad (3.10)$$

Para obtenção de medidas mais precisas o manômetro a ser escolhido deve realizar medidas em uma faixa de valores correspondente às alcançadas durante o ensaio. Utilizando da equação 3.10 é possível descobrir essa faixa de valores, considerando o máximo valor de torque que pode ser fornecido pelo motor.

Dessa forma sabendo que o torque a ser imposto pelo sistema não vai ultrapassar os 18,5 N.m a pressão na linha de freio nesse momento será de 0,260 MPa. Foi plotado um gráfico para verificar o comportamento da pressão, conforme gráfico 1, no qual é possível observar o comportamento linear do torque de frenagem em função da pressão na linha de freio.

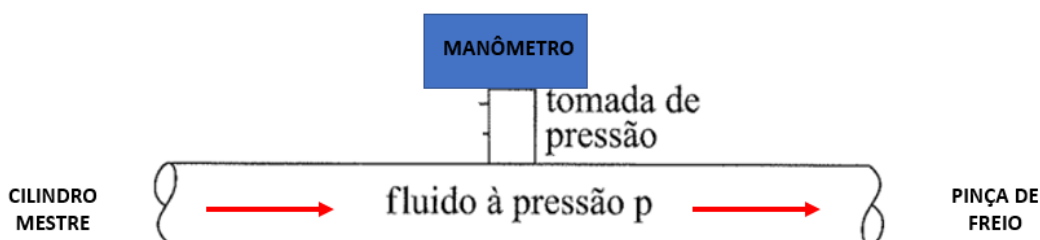
Gráfico 1 - Torque de frenagem x Pressão na linha de freio



Fonte: Autor,2022.

Esta pressão será aferida através de um manômetro metálico instalado na linha de freio, nos manômetros metálicos a pressão é medida a partir da deformação de um tubo metálico que se encontra dentro do aparelho (BRUNETTI, 2013). A escolha desse instrumento deve ter uma escala de leitura compatível com os valores que vão ser atingidos.

Figura 36 - Funcionamento do manômetro metálico no sistema



Fonte: BRUNETTI (ADAPTADO), 2013.

4.2.3 Força Aplicada na Célula de Carga

A força aplicada na célula de carga será medida através de sua deformação, essas deformações são medidas através de strain gages.

4.2.3.1 Strain gages

Os medidores de formação chamados strain gages são dispositivos de medida que transformam pequenas variações nas dimensões em variações equivalentes em sua resistência elétrica. (ANDOLFATO, CAMACHO, & BRITO, 2004).

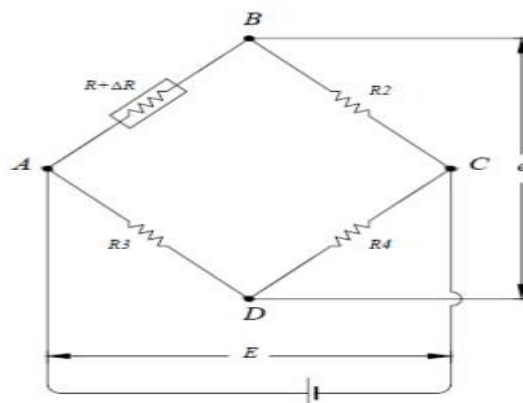
Da segunda Lei de Ohm sabemos que a resistência elétrica em um fio é dada por:

$$R = \rho \cdot \left(\frac{l}{A}\right) \quad (4.8)$$

- R: resistência do fio;
- A: Área da seção transversal do fio;
- ρ : Resistividade do material do fio;
- l: Comprimento do fio;

Observa-se que o strain gage é baseado no fato de que os metais sofrem deformações quando submetido a esforços, dessa forma o comprimento do strain gage é alterado variando a resistência do fio. Circuitos elétricos especiais são empregados com o intuito de medir essa variação de resistência como a ponte de Wheatstone, visto na figura 37.

Figura 37 – Ponte de Wheatstone



FONTE: ANDOLFATO, CAMACHO, 2004.

A ponte de Wheatstone é o circuito mais frequentemente utilizado é o que apresenta maior precisão para medida de pequenas variações de resistência. A voltagem de saída da ponte é proporcional a variação relativa na resistência do strain gage.

Para determinar o máximo esforço que a célula de carga irá sofrer utilizaremos a equação 3.13:

$$T_{motor} = F_a \cdot r_a \quad (3.13)$$

Dessa forma o valor máximo que F_a irá atingir é de 135 N. Para esse valor de força uma balança simples consegue ser utilizada no projeto, atendendo também a exigência de um baixo custo.

5 ORÇAMENTO

As despesas com o projeto tratada neste capítulo serão apresentadas em três tópicos distintos: matéria prima, componentes e custo de fabricação. O custo dos tópicos foi averiguado na cidade de Londrina-PR no dia 06/05/2022.

5.1 Matéria prima

Os itens projetados especificamente para o projeto foram obtidos através da usinagem das matérias primas. A tabela 3 apresenta as matérias primas, seu custo final e os produtos obtidos.

Tabela 3 – Custo de matéria prima

MATERIA PRIMA	PRODUTO ACABADO	UN.	QUANTIDADE	CUSTO UNITÁRIO R\$	CUSTO TOTAL R\$
CHAPA DE AÇO SAE 1020 #1/4"	SUPORE CILINDRO MESTRE; SUPORE PINÇA DE FREIO;	m ²	0,060	766,02	45,96
BARRA ROSCADA 1/4"	LIGAÇÃO SUPORE DA PINÇA E ALAVANCA	m	0,200	4,38	0,88
CHAPA DE AÇO SAE 1020 #3/8"	BASE DO MOTOR; BASE DA CÉLULA DE CARGA;	m ²	0,020	1150,03	23,00
CHAPA DE AÇO SAE 1020 #1/2"	DISCO DAS FLANGES	m ²	0,051	1532,04	78,13
TREFILADO AÇO 1020 2.5"	CUBO DA FLANGE DO DISCO	m	422,790	0,04	16,91
TREFILADO AÇO 1020 1"	CUBO DA FLANGE DA ALAVANCA	m	0,120	64,08	7,69
BARRA CHATA 3" X 1/4"	ALAVANCA	m	0,260	40,56	10,55
METALON 40X20 CHAPA 14	BANCADA DE TESTES	m	11,000	142,71	1569,81
				TOTAL R\$	1752,93

Fonte: Autor, 2022.

5.2 Componentes

Os componentes utilizados para fixação, transmissão de movimento, sistema de frenagem e instrumentação estão amplamente disponíveis no mercado e estão listados na tabela.

Tabela 4 – Custo de aquisição dos componentes

COMPONENTE	UN.	QUANT.	CUSTO UN. R\$	CUSTO TOTAL R\$
DISCO DE FREIO HONDA CB600F	un.	1	326,70	326,70
PINÇA DE FREIO SUZUKI YES 125CC	un.	1	144,00	144,00
CILINDRO MESTRE FIAT UNO MILLE	un.	1	126,00	126,00
LINHA DE FREIO RIGIDA	m	1	17,10	17,10
FLUIDO DE FREIO DOT 3 500ml	un	2	19,40	38,80
PASTILHA DE FREIO SUZUKI YES 125CC	un	1	34,29	34,29
MANCAL TIPO FLANGE ROLAMENTADO UCFL204	un	1	33,15	33,15
TERMINAL ROTULAR M12	un	1	38,13	38,13
CÉLULA DE CARGA TOLEDO 100KG	un	1	231,17	231,17
MANÔMETRO 0-60PSI	un	1	63,05	63,05
TACÔMETRO	un	1	299,00	299,00
COXIM DE VIBRAÇÃO DO MOTOR H1	un	4	24,15	96,60
TAMPÃO M10	un	4	3,25	13,00
			TOTAL R\$	1460,99

Fonte: Autor,2022.

5.3 Custo de Fabricação

Na tabela 5 estão apresentados o custo de mão de obra para fabricação do protótipo, considerando que todo o serviço fosse terceirizado. A maior parte da fabricação pode ser realizada dentro das dependências da universidade com os equipamentos disponíveis e com o auxílio dos professores responsáveis, reduzindo significativamente o custo final do protótipo.

Os custos foram levantados nas mais diferentes metalúrgicas da região e posteriormente foi retirado uma média dos valores praticados. As horas de uso de cada equipamento foi estimada junto com os responsáveis de cada setor de fabricação.

Tabela 5 – Custos de fabricação

PROCESSO DE FABRICAÇÃO	CUSTO HORARIO R\$ (HOMEM E MÁQUINA)	TEMPO TOTAL (H)	CUSTO TOTAL R\$
USINAGEM EM TORNO MANUAL	120,00	3	360,00
USINAGEM EM FRESA MANUAL	130,00	1,5	195,00
USINAGEM EM FURADEIRA	60,00	2	120,00
CORTES E DOBRA DE PERFIS E CHAPAS	70,00	2,5	175,00
SOLDAGEM	115,00	2	230,00
TOTAL R\$			1080,00

Fonte: Autor, 2022.

5.4 Custo total

O custo total do protótipo é a soma dos custos de aquisição de matéria prima, dos componentes, e de fabricação. Dessa forma o resultado e apresentado na tabela 6.

Tabela 6 – Custo total do protótipo

ITEM	CUSTO R\$
MATÉRIA PRIMA	1752,93
COMPONENTES	1460,99
FABRICAÇÃO	1080,00
TOTAL R\$	4293,92

Fonte: Autor, 2022.

Não há no mercado modelos de dinamômetros de fricção para comparação, porém, se comparado aos modelos de dinamômetros oferecidos (hidráulicos, elétricos, inerciais etc.), o protótipo está consideravelmente abaixo do preço, o que justifica sua utilização para a situação proposta (âmbito acadêmico).

6 CONCLUSÃO E TRABALHOS FUTUROS

O trabalho apresentado teve por objetivo inicial o desenvolvimento de um dinamômetro de fricção de baixo custo para aplicação nos motores utilizados pelas equipes de Baja SAE. Inicialmente se fez um levantamento bibliográfico para definição do tipo de dinamômetro a ser utilizado, selecionando o Freio de Prony como modelo base a ser considerado.

A primeira etapa do projeto foi o dimensionamento do sistema de freio, os cálculos para o mesmo foram realizados considerando a utilização de componentes disponíveis no mercado. Definida as dimensões do sistema de freios foi projetado o sistema de alavanca, que deve sustentar o freio e transferir o torque para a célula de carga. A banca de testes foi idealizada de acordo com a geometria e acoplamento de outros componentes, de forma a fornecer a sustentação necessária e facilitar a montagem. Assim como os componentes do sistema de freio, o sistema de instrumentação foi definido utilizando componentes já disponíveis no mercado, considerando a aplicação utilizada.

Devido a problemas com a sequência do cronograma, a falta de recursos e estrutura para a fabricação, a matéria prima não foi adquirida e conseqüentemente os componentes mecânicos não foram fabricados. Sendo assim o objetivo inicial do presente trabalho foi alterado para o desenvolvimento do projeto da bancada dinamométrica com a adaptação proposta do freio de Prony.

Como não foi possível realizar o teste de funcionalidade do dinamômetro proposto, é recomendado, para a construção do projeto, uma análise dimensional dos componentes mecânicos com o intuito de verificar a segurança de operação do protótipo, e posteriormente validar o modelo matemático proposto. Como proposta para trabalhos futuros sugere-se a construção da bancada dinamométrica e a realização de levantamento de curvas de torque e potência de um motor Briggs & Stratton utilizado pelo projeto Baja SAE.

7 REFERÊNCIAS

ANDOLFATO, R., CAMACHO, J., & BRITO, G. (2004). **Extensômetria Básica**. UNESP - Universidade Estadual Paulista Julio de Mesquita Filho, 46.

BETTES, H. **A Quick View of Chassis Dynamometer Testing**. *Engine Professional*. Vol. Apr-Jun, p.34–9, 2010.

BRUNETTI, F. **Motores de Combustão Interna**. Vol 1. 3º ed. São Paulo: Blucher, 2012.

COSTA, P. G. **A bíblia do carro**. São Paulo, 2002.

GESTEIRA, L. **Sistema de Aquisição de Dados Baseado em LabVIEW para um Dinamômetro de Chassi**. 2014. Dissertação (Mestrado em Engenharia Industrial/Mecânica) Universidade Federal da Bahia, Salvador, 2014.

HAICAL, Rafael da Cruz; **Desenvolvimento de um sistema de controle de dinamômetros para testes em motores de combustão interna**, dissertação de mestrado, UFRGS, Porto Alegre, 2009.

HODGSON, Paul. **Theoretical model and dynamic simulation of variable fill hydraulic dynamometers**. 1991. 280 f. Tese (Ph. D. em Engenharia Mecânica) - Department of Mechanical Engineering, University of Canterbury, Christchurch, 1991.

LUCCHESI, Domenico; **O automóvel, curso técnico**. Volume 2, Presença, 1989.

MARQUES, RAFAEL G. FASSINA. **Os caminhos que o baja abre**. (2007). Disponível em: <<https://www.saebrasil.org.br/imprensa/artigos/exibe.asp?codigo=29>>. Acesso em 25 de outubro de 2021.

MARTINS, J. **Motores de Combustão Interna**. Publindústria, 2006.

NAVARRO, D., SALATA, G., & RIBEIRO, G. (2015). **Influência do aumento da porcentagem na gasolina & angulação de trabalho no motor Briggs e Stratton**. Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, 97.

NIEHEUS, DA COSTA. **PROJETO DE UMA BANCADA PARA ENSAIOS DE DESEMPENHO DO DISCO DE FREIO DE UM VEÍCULO BAJA SAE**. SATC, 2018.

PEREIRA, A. H. **Freio eletromagnético para ensaios de motores elétricos de indução**. 2006. 108 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica)-Centro de Tecnologia, Universidade Federal do Ceará, Fortaleza, 2006.

PEREIRA, José C. **Dinamômetros Hidráulicos**. 1999. Disponível em: < <https://www.joseclaudio.eng.br/energia/dinos1.html>>. Acesso em 18/10/2021.

PLINT & MARTYR; **Engine Testing, Theory and Practice**, 2.ed. Woburn, 2002, SAE.

RAO, N. N. NARAYAN, **The basic theory of hydraulic dynamometers and retarders**. Trans. SAE, V77, 1968.

RIBEIRO JUNIOR. Elson Heraldo; PENTEADO, Rosangela de Fatima Stankowitz. **Modelo para formatação de trabalhos acadêmicos da UTFPR**. Ponta Grossa, 2011. (Apostila).

SAE BRASIL. **O que é o Baja?** (1994). Disponível em: <<http://www.saebrasilorg.br/eventos/ProgramasEstudantis/site/>>. Acesso em: 25 de Outubro de 2021.

SANTOS, G. C. **Projeto e dimensionamento de um sistema de freios aplicado a um veículo Fórmula SAE**. Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2014.

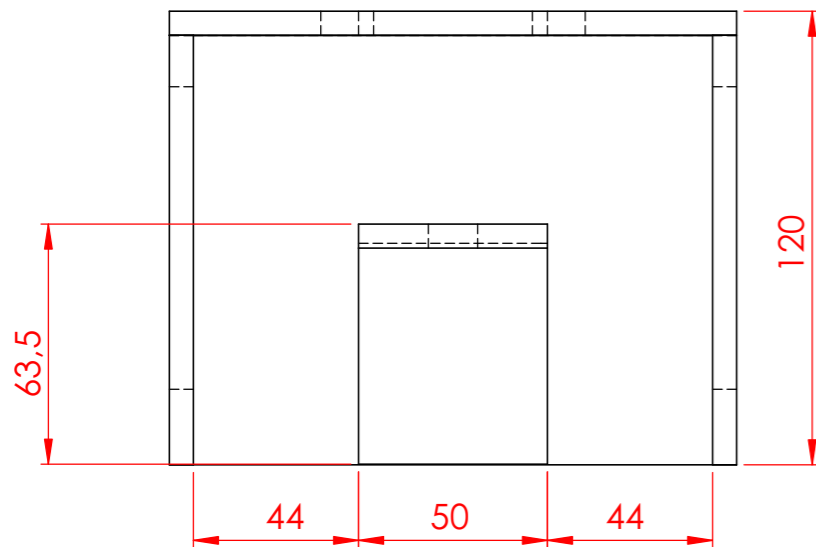
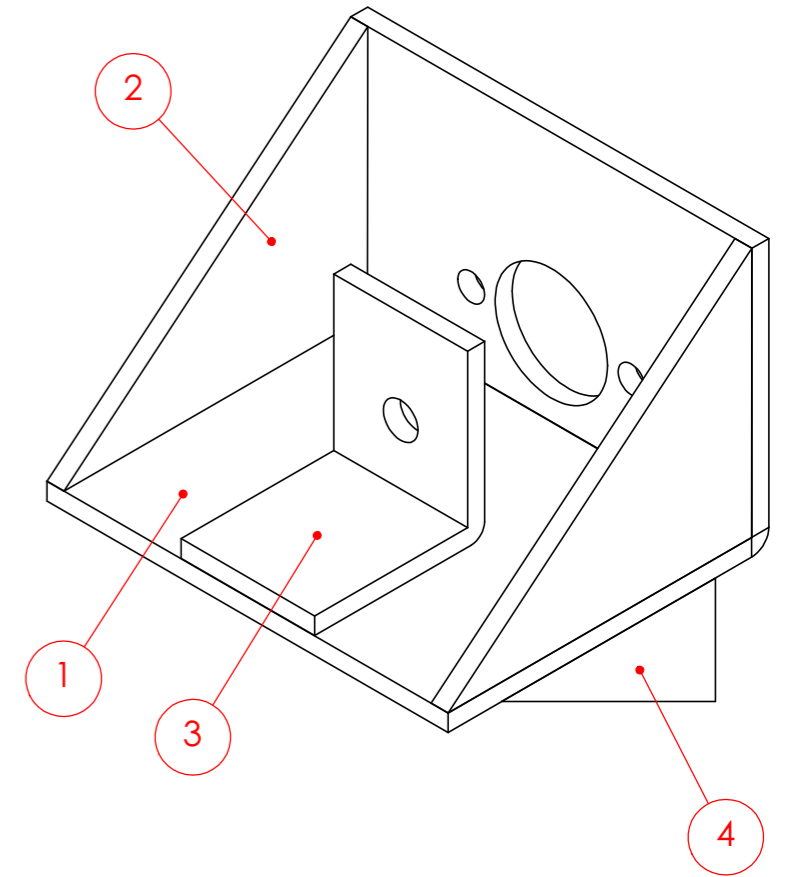
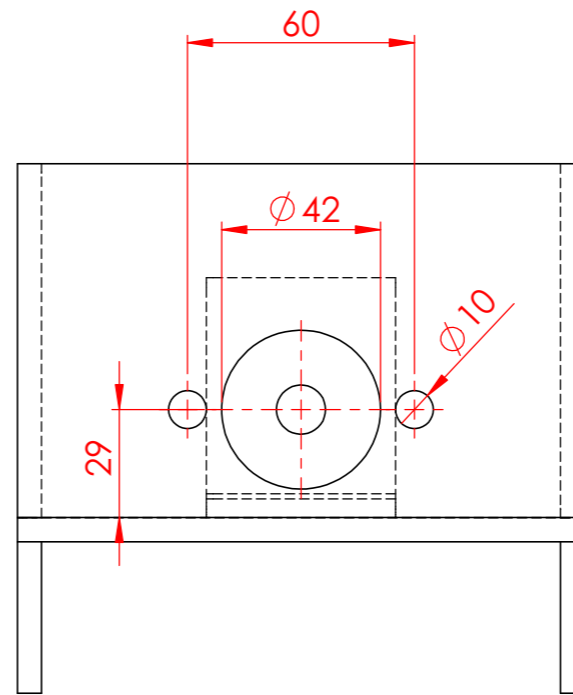
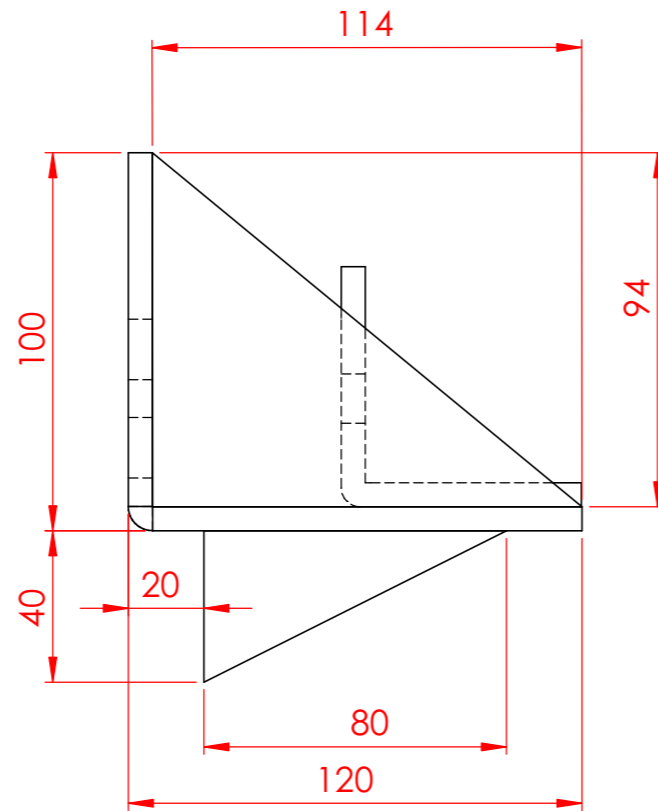
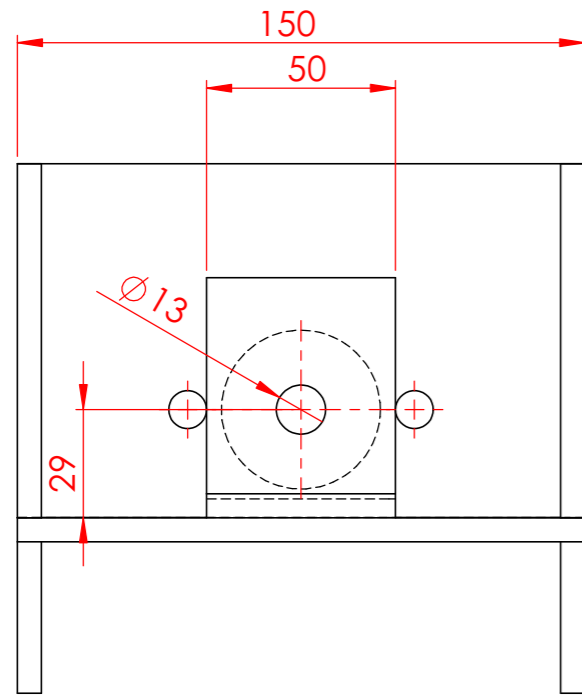
SHERIF, S. Gindy ; **Force and Torque Measurement, A Tecnology Overview Parte II Torque**. Volume 9, Experimental Techniques, Julho 1985.

SOUSA, R.D; **Balança Curie e correntes de Foucault- Instrumentação para ensino**, Unicamp 2005.

TILLMAN, C. A. **Motores de Combustão Interna e seus Sistemas**. Rede e-Tec Brasil, 2013, 166.

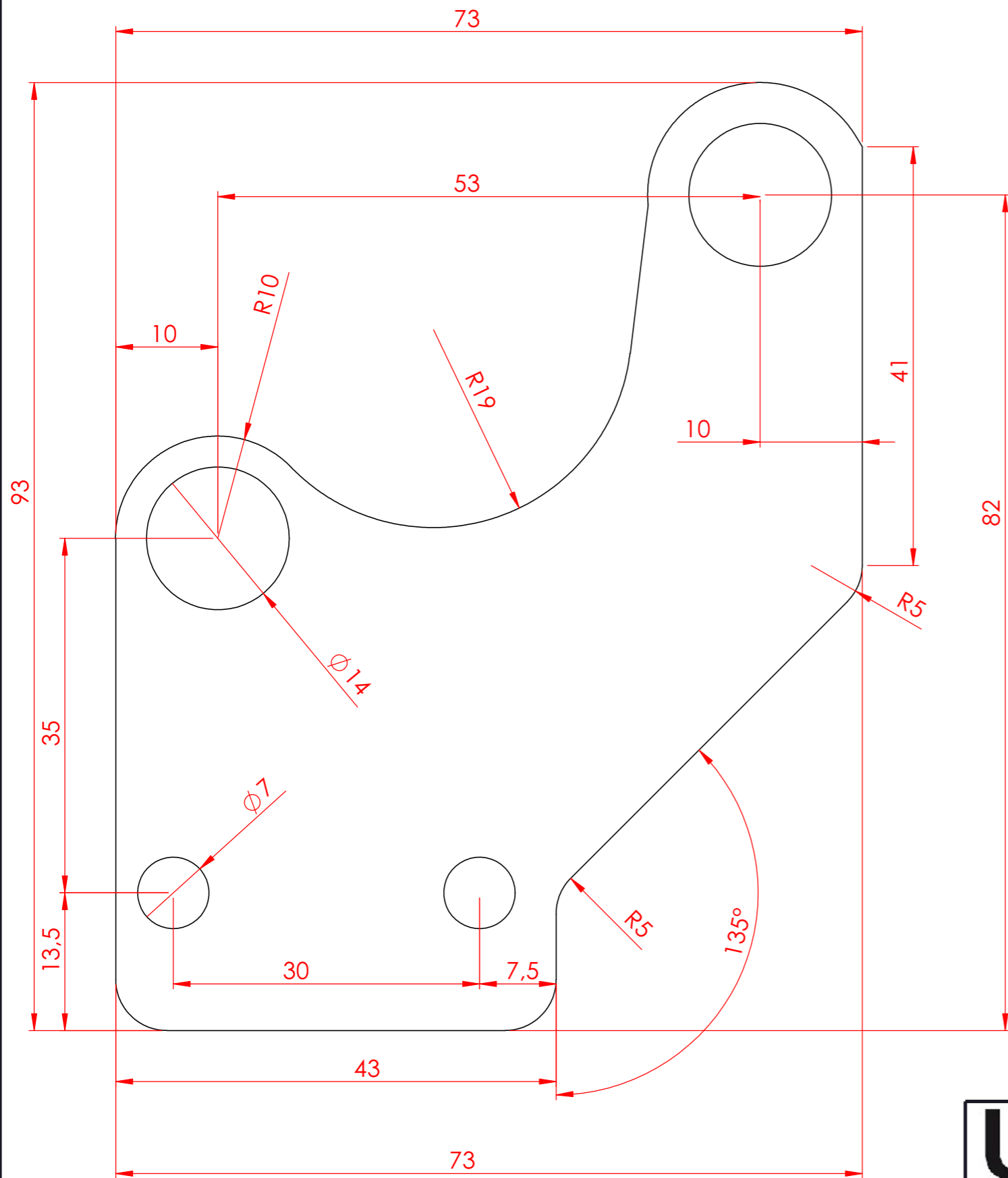
VIANA, J. **Plataforma de Testes de Desempenho Veicular para Dinamômetros Inerciais em Linguagem Labview**. 2011. Monografia (Bacharelado em Eletrônica Automotiva/Eletrônica) Faculdade de Tecnologia de Santo André, Centro Paula Souza, Santo André, 2011.

ANEXO 1 - Desenhos 2D



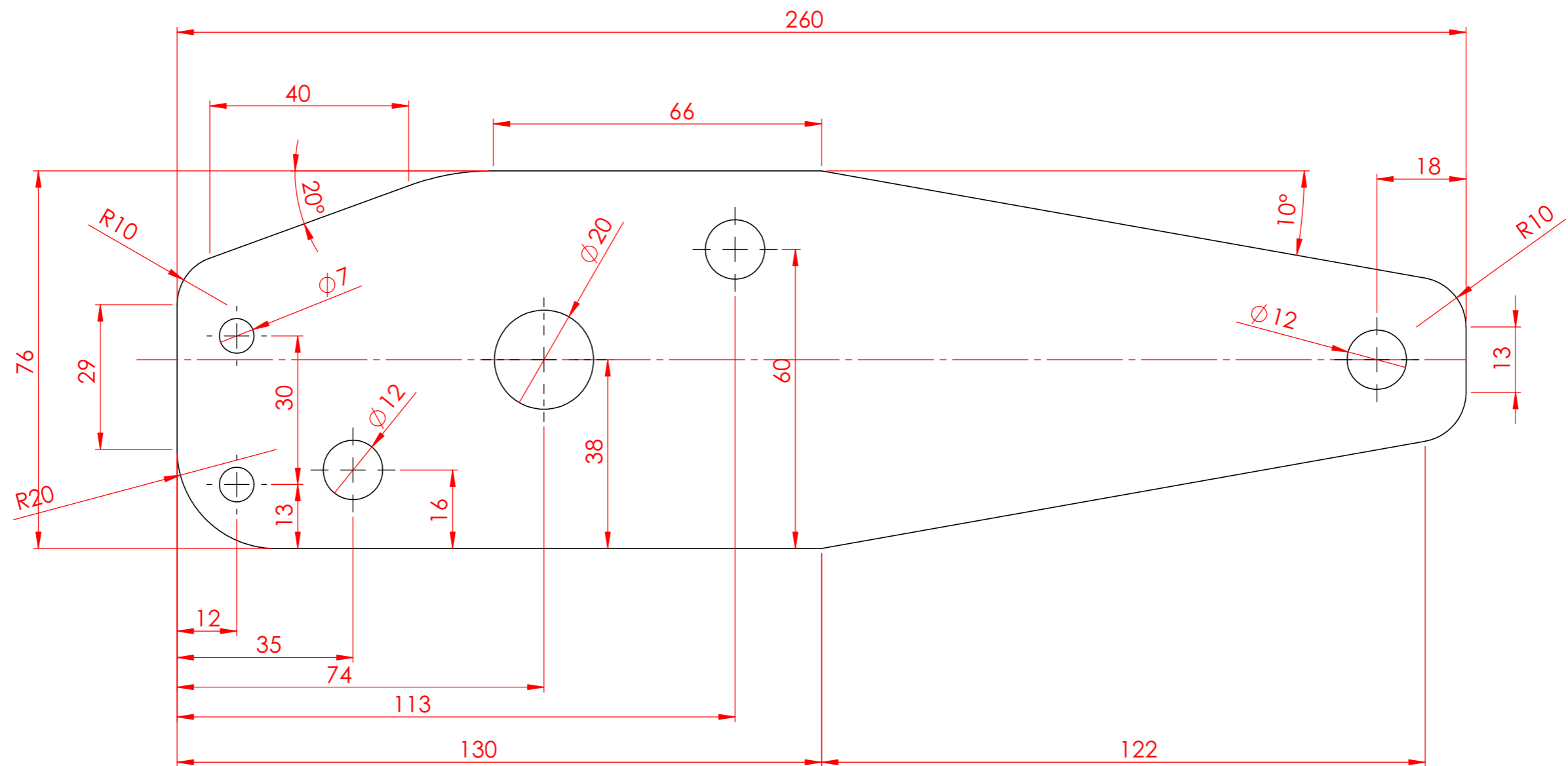
4	REFORÇO	AÇO SAE 1020 #1/4"	2
3	CANTONEIRA	AÇO SAE 1020 #1/4"	1
2	LATERAL SUPORTE	AÇO SAE 1020 #1/4"	2
1	CORPO SUPORTE	AÇO SAE 1020 #1/4"	1
Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	DESCRIÇÃO	QTD.

UTPR NOTAS: PEÇAS SEM REBARBAS OU CANTOS VIVOS TOLERÂNCIAS: COTAS A CONSIDERAR + - 0,5 mm ANGULARES CONSIDERAR + - 0,2° DIÂMETROS CONSIDERAR + - 0,3 mm DESENHOS SEM ESCALA PREVALECE O VALOR DA COTA	DATA DE CRIAÇÃO: 06/05/22	PROJETISTA: REINALDO FILHO	QUANT:
	MATERIAL:AÇO SAE 1020		ACABAMENTO:
	DESCRIÇÃO:		
	APLICAÇÃO: DINAMOMETRO DE BANCADA		
DIMENSÕES [mm]:		CÓDIGO:	FOLHA:



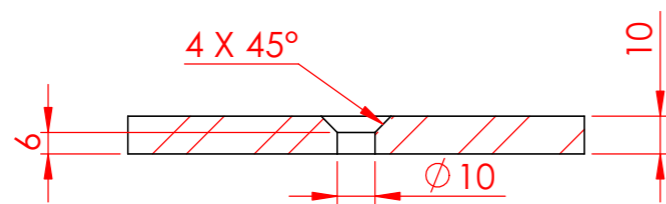
1	SUORTE DA PINÇA	AÇO SAE 1020 #1/4"	1
Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	DESCRIÇÃO	QTD.

UTPR NOTAS: PEÇAS SEM REBARBAS OU CANTOS VIVOS TOLERÂNCIAS: COTAS A CONSIDERAR + - 0,5 mm ANGULARES CONSIDERAR + - 0,2° DIÂMETROS CONSIDERAR + - 0,3 mm DESENHOS SEM ESCALA PREVALECE O VALOR DA COTA	DATA DE CRIAÇÃO: 06/05/22	PROJETISTA: REINALDO FILHO	QUANT: 01
	MATERIAL: AÇO SAE 1020		ACABAMENTO:
	DESCRIÇÃO:		
	APLICAÇÃO: DINAMOMETRO DE BANCADA		
DIMENSÕES [mm]:		CÓDIGO:	FOLHA:

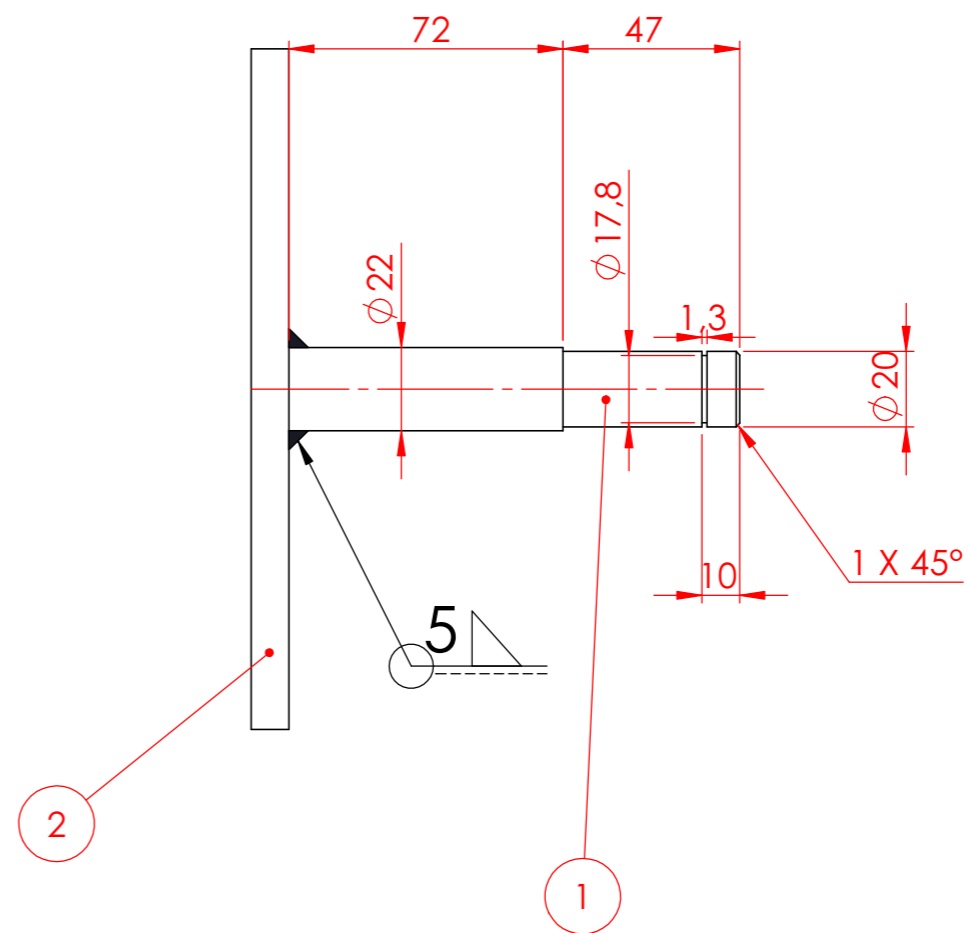
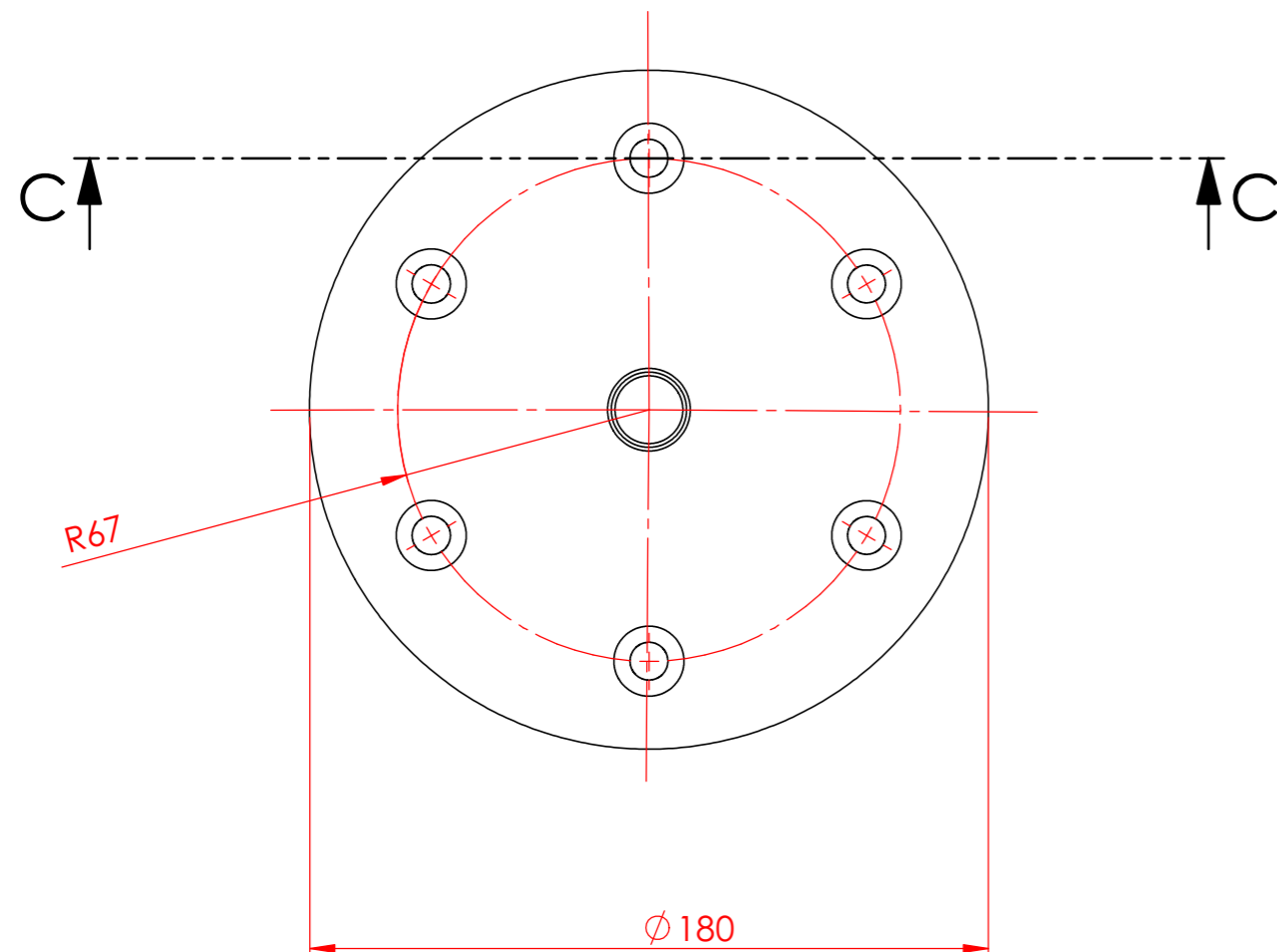


1	Alavanca	BARRA CHATA 1020 3"X1/4"	1
Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	DESCRIÇÃO	QTD.

UTPR NOTAS: PEÇAS SEM REBARBAS OU CANTOS VIVOS TOLERÂNCIAS: COTAS A CONSIDERAR + - 0,5 mm ANGULARES CONSIDERAR + - 0,2° DIÂMETROS CONSIDERAR + - 0,3 mm DESENHOS SEM ESCALA PREVALECE O VALOR DA COTA	DATA DE CRIAÇÃO: 06/05/22	PROJETISTA: REINALDO FILHO	QUANT: 1
	MATERIAL: AÇO SAE 1020		ACABAMENTO: POLIDO
	DESCRIÇÃO:		
	APLICAÇÃO: DINAMOMETRO DE BANCADA		
DIMENSÕES [mm]:		CÓDIGO:	FOLHA:

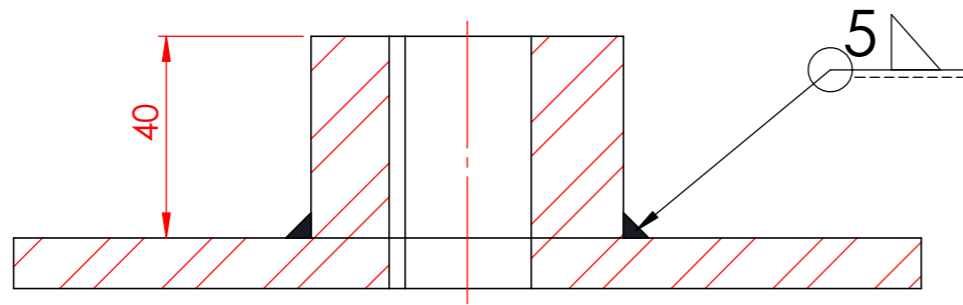


SEÇÃO C-C

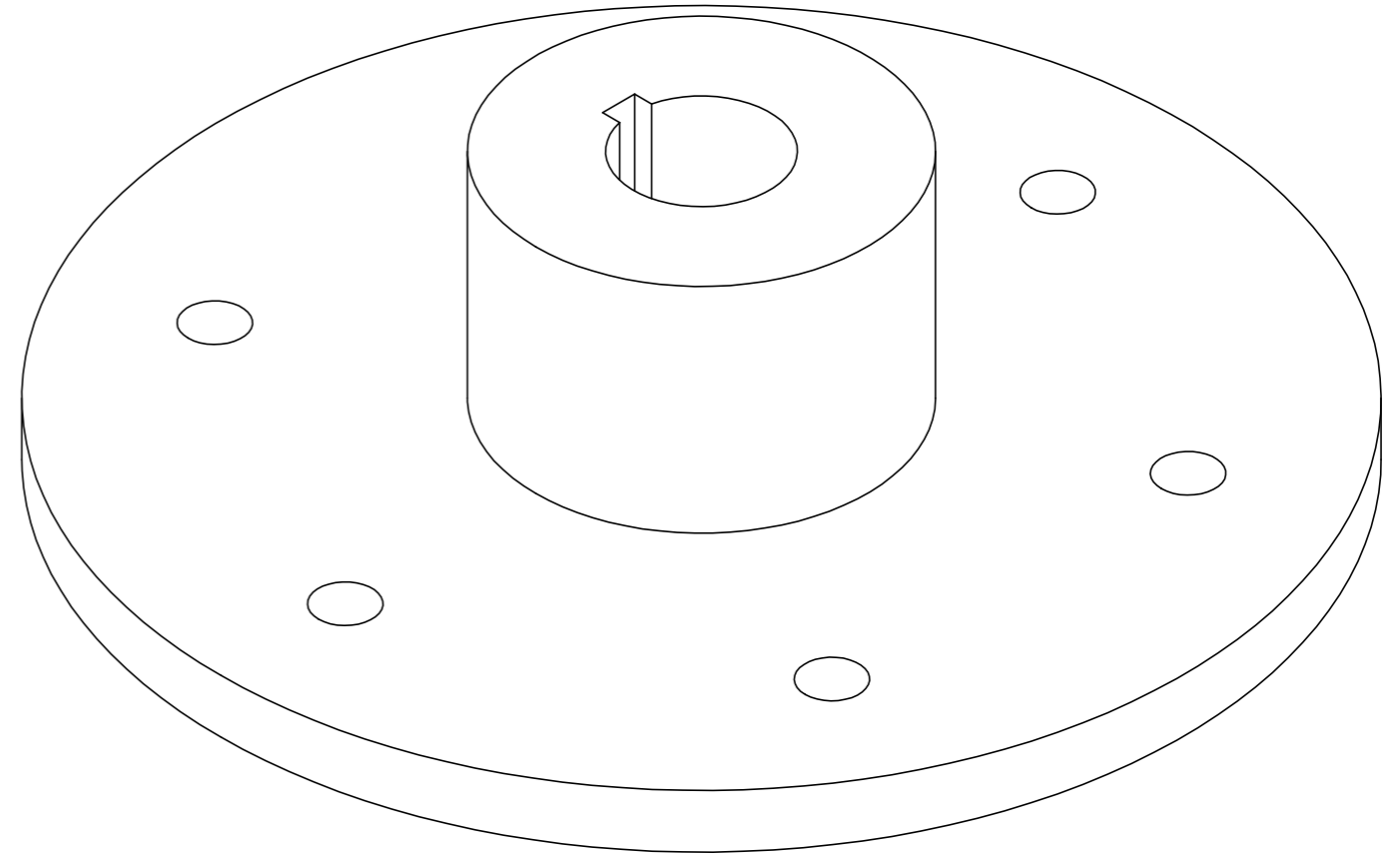
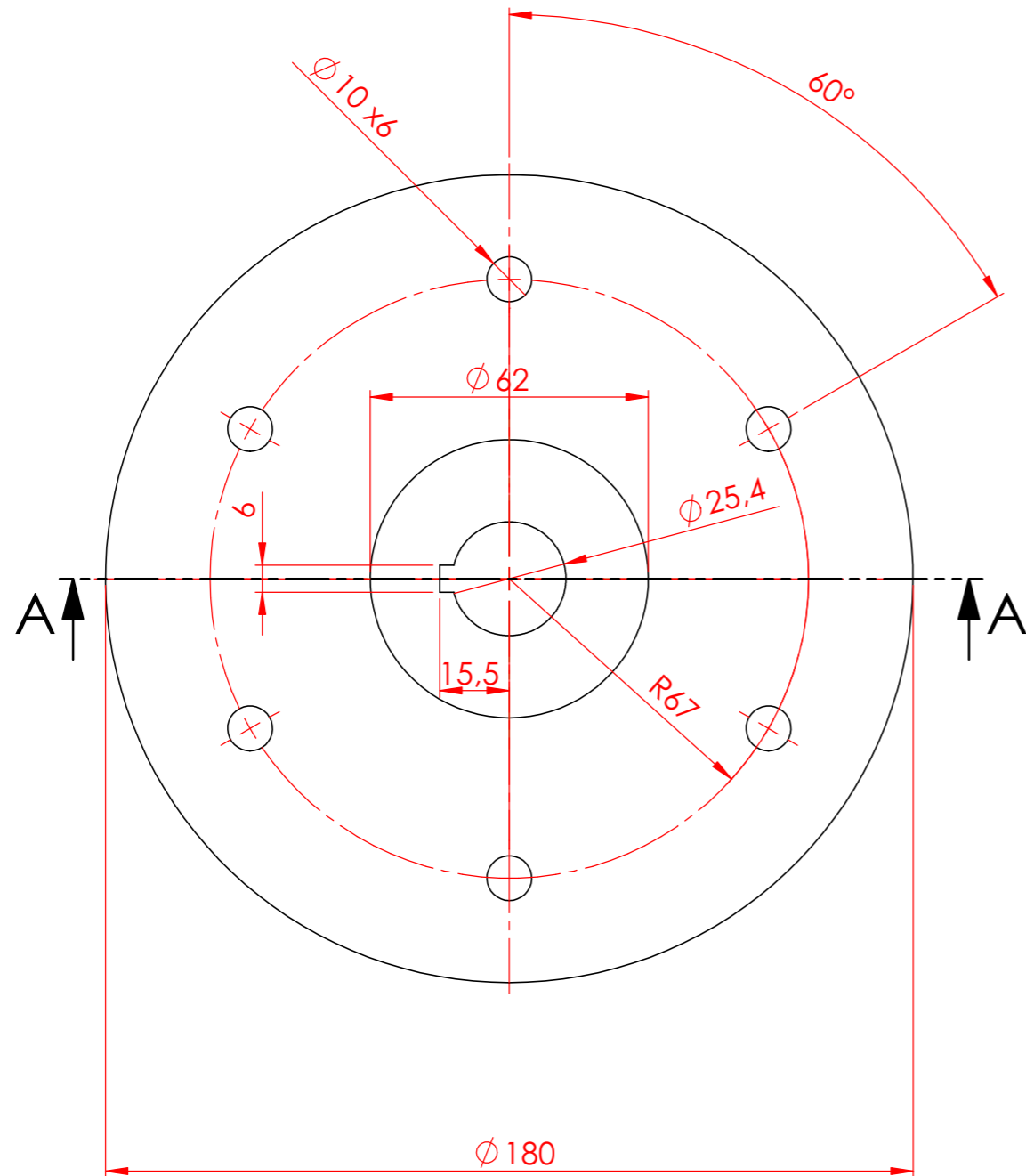


2	DISCO	AÇO SAE 1020 #1/2"	1
1	CUBO	TREFILADO AÇO 1020 #1"	1
Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	DESCRIÇÃO	QTD.

	DATA DE CRIAÇÃO: 06/05/22	PROJETISTA: REINALDO FILHO	QUANT: 01
	MATERIAL: AÇO SAE 1020		ACABAMENTO:
NOTAS: PEÇAS SEM REBARBAS OU CANTOS VIVOS TOLERÂNCIAS: COTAS A CONSIDERAR + - 0,5 mm ANGULARES CONSIDERAR + - 0,2° DIÂMETROS CONSIDERAR + - 0,3 mm DESENHOS SEM ESCALA PREVALECE O VALOR DA COTA	DESCRIÇÃO:		
	APLICAÇÃO: Dinamometro de bancada		
	DIMENSÕES [mm]:	CÓDIGO:	FOLHA:

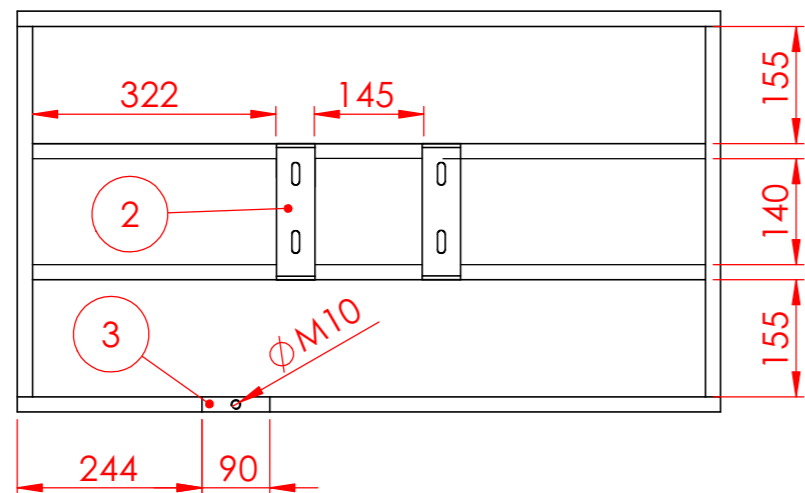
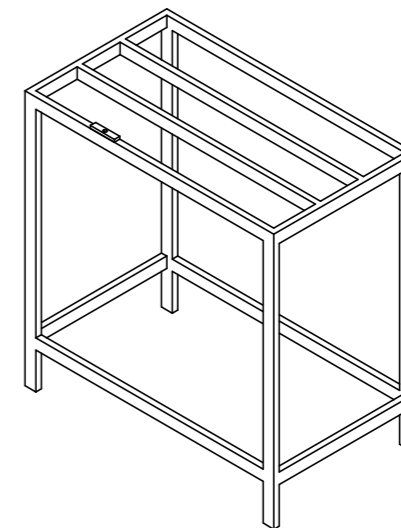
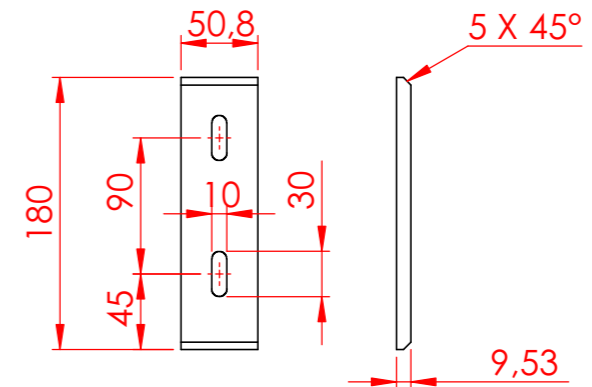
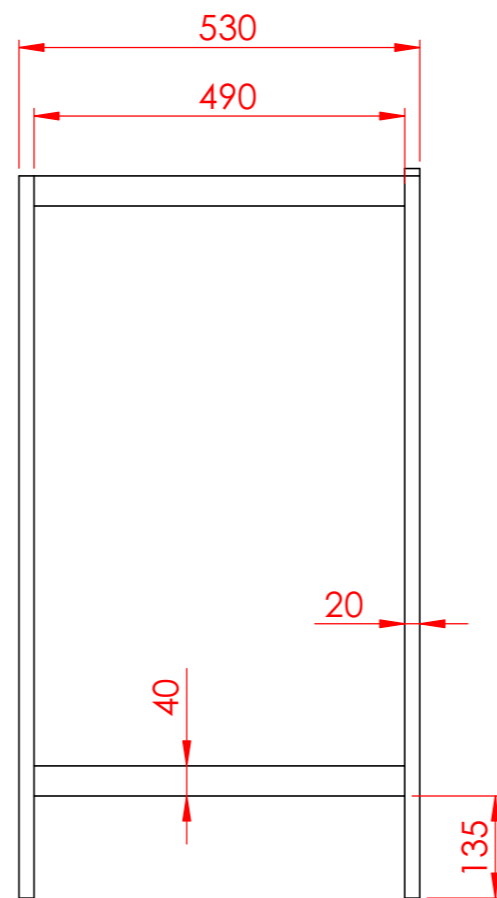
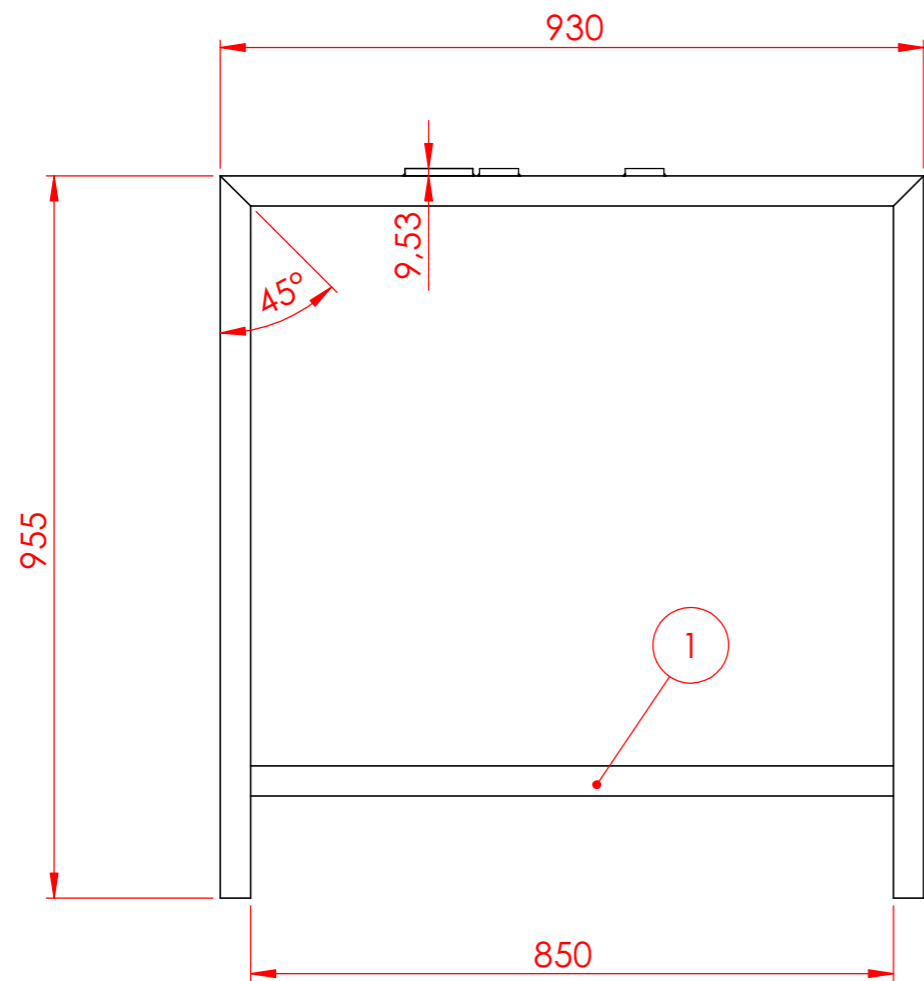


SEÇÃO A-A



2	Cubo	TREFILADO AÇO1020 2.5"	1
1	Disco	AÇO SAE 1020 #1/2"	1
Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	DESCRIÇÃO	QTD.

UTPR NOTAS: PEÇAS SEM REBARBAS OU CANTOS VIVOS TOLERÂNCIAS: COTAS A CONSIDERAR + - 0,5 mm ANGULARES CONSIDERAR + - 0,2° DIÂMETROS CONSIDERAR + - 0,3 mm DESENHOS SEM ESCALA PREVALECE O VALOR DA COTA	DATA DE CRIAÇÃO: 06/05/22	PROJETISTA: REINALDO FILHO	QUANT:
	MATERIAL: AÇO 1020		ACABAMENTO:
DESCRIÇÃO:			
APLICAÇÃO: DINAMOMETRO DE BANCADA			
DIMENSÕES [mm]:		CÓDIGO:	FOLHA:



3	BASE CELULA DE CARGA	AÇO SAE 1020 #3/8"	01 pç
2	BASE MOTOR	AÇO SAE 1020#3/8"	02 pç
1	MESA	METALON 40X20 CHAPA 14	11,04m
Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	DESCRIÇÃO	QTD.

	DATA DE CRIAÇÃO: 06/05/22	PROJETISTA: REINALDO FILHO	QUANT:
	MATERIAL: AÇO SAE 1020		ACABAMENTO:
NOTAS: PEÇAS SEM REBARBAS OU CANTOS VIVOS TOLERÂNCIAS: COTAS A CONSIDERAR + - 0,5 mm ANGULARES CONSIDERAR + - 0,2° DIÂMETROS CONSIDERAR + - 0,3 mm DESENHOS SEM ESCALA PREVALECE O VALOR DA COTA	DESCRIÇÃO:		
	APLICAÇÃO: DINAMOMETRO DE BANCADA		
	DIMENSÕES [mm]:	CÓDIGO:	FOLHA: